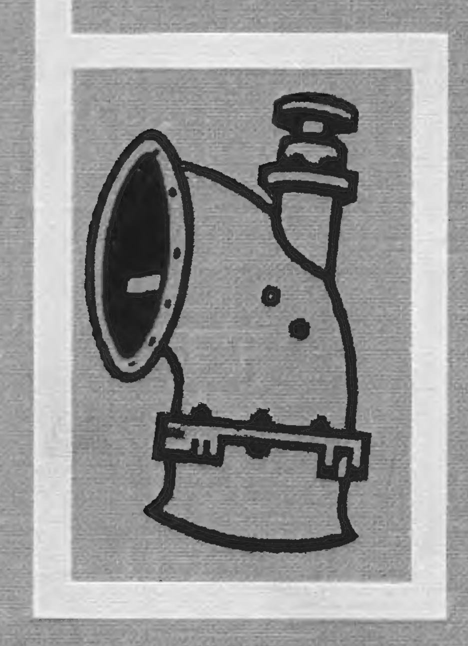
М. М. ФЛОРИНСКИЙ
В. В. РЫЧАГОВ

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ



УЧЕБНИКИ И УЧЕБНЫЕ ПОСОБИЯ ДЛЯ ВЫСШИХ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ УЧЕБНЫХ ЗАВЕДЕНИЙ

ФЛОРИНСКИЙ М. М.
РЫЧАГОВ В. В.

НАСОСЫ И НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

ТРЕТЬЕ ИЗДАНИЕ

Допущено Главным управлением высшего и среднего сельскохозяйственного образования Министерства сельского хозяйства СССР в качестве учебника для студентов гидромелиоративных институтов и факультетов



ИЗДАТЕЛЬСТВО «КОЛОС»
Москва — 1967

ПРЕДИСЛОВИЕ

XXIII съезд Коммунистической партии Советского Союза и майский (1965) Пленум ЦК КПСС ставят перед научными и инженерно-техническими работниками сложные и ответственные задачи в области проектирования, строительства, освоения и эксплуатации гидромелиоративных систем и связанных с ними новейших машин, приборов и энергетических объектов. В связи с этим важное значение приобретает подготовка квалифицированных кадров инженеров-гидротехников, имеющих глубокие теоретические знания, хорошо знающих производство и способных осуществить поставленные ответственные задачи.

Курс «Насосы и насосные станции» для гидромелиоративных институтов и факультетов должен дать будущему инженеру-гидротехнику знания в областях: 1) проектирования насосных установок и станций для машинного орошения и осушения, сельскохозяйственного водоснабжения, водоотлива при гидромелиоративных работах, гидромеханизации; 2) постройки насосных станций и сооружений, примыкающих к ним, для тех же объектов; 3) эксплуатации насосных станций и сооружений, сельскохозяйственного водоснабжения, мелиоративных систем и установок при производстве гидротехнических работ.

В книге не рассмотрены те вопросы, которые должны быть известны студентам из других дисциплин, а сделаны только ссылки на соответствующие учебники и пособия. Особое внимание уделено оросительным и осушительным насосным станциям, так как эти вопросы мало освещены в современной литературе. Следует указать читателям на необходимость тщательного изучения основных схем и конструкций машин и сооружений по чертежам, так как только при этом возможно развитие инженерного мышления и особенно технической памяти при изучении инженерных дисциплин.

В основу изложения курса положена механизация водоподъема в условиях сельского хозяйства — первоочередное мероприятие при реконструкции сельскохозяйственного водоснабжения и мелиоративных систем.

Высшей стадией механизации является электрификация водоподъема с автоматизацией процессов управления агрегатами. Применение автоматики, в частности электроавтоматики, упрощает конструкцию машин и управление ими, повышает их производительность, резко сокращает численность обслуживающего персонала и расход энергии, обеспечивает точность в работе насосной станции, уменьшает размеры отдельных сооружений, связанных с насосной станцией.

В настоящее время в Советском Союзе построено много крупных и мелких насосных станций мелиоративного назначения, а также для водоснабжения колхозов и совхозов. Осуществлены в широком масштабе передвижные наземные и плавучие насосные установки. Проектные организации накопили ценный опыт проектирования различных насосных станций, внедрили сборные железобетонные конструкции в строительст-

во сооружений и зданий. По некоторым видам насосных станций разработаны типовые проекты.

Научно-исследовательские институты и промышленность создали крупные насосы и электродвигатели, приборы и аппараты управления этими машинами, внедрили автоматику и телемеханику на насосных станциях. Все это способствовало повышению эффективности работы станций, а сельскохозяйственные объекты получили в одних случаях воду (орошение и обводнение), в других, наоборот, путем отвода воды с территории (осушение) — дополнительные земли, раньше страдавшие от избыточного увлажнения. Механизация водоснабжения совхозов и колхозов повысила продуктивность животноводства, дала населению хорошую питьевую воду.

Дальнейшее расширение орошаемых и осушаемых площадей связано с применением машинного водоподъема. Это требует улучшения проектирования, строительства и эксплуатации насосных станций и сооружений гидроузлов путем постановки широкого и систематического изучения работы построенных сооружений и насосных агрегатов, широкого внедрения автоматики.

«Пособие по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46] служит дополнением учебника при выполнении студентами домашних, лабораторных, курсовых и дипломных работ.

С 1 января 1963 г. введена как предпочтительная во всех областях науки и народного хозяйства новая Международная система единиц (СИ), основными единицами которой являются (ГОСТ 9867—61): метр (*м*), килограмм (*кг*), секунда (*сек*), ампер (*а*), градус Кельвина (°К) и свеча (*св*).

За единицу силы в новой системе единиц (СИ) принят ньютон (*н*) — сила, которая массе в 1 *кг* сообщает ускорение 1 *м/сек*², а не 9,81 *м/сек*², как принято в старой технической системе единиц (МКС). 1000 *н*= =1 стэн (*сн*) или килоньютон (*кн*). В таблице 1 приведены физические величины, численное выражение которых изменяется при переходе на новую систему единиц (СИ).

Таблица 1

Физические величины	Размерность в системах		Соотношение величин $\frac{МКС}{СИ}$
	МКС	СИ	
Сила	$кГ$	$н$	9,81
Давление, напряжение	$кГ/м^2$	$н/м^2$	9,81
Модуль упругости	$кГ/м^2$	$н/м^2$	9,81
Удельный вес	$кГ/м^3$	$н/м^3$	9,81
Плотность	$\frac{кГ \cdot сек^2}{м^4}$	$\frac{н \cdot сек^2}{м^4}$	9,81
Масса	$\frac{кГ \cdot сек^2}{м}$	$кг$	9,81
Коэффициент динамической вязкости	$\frac{кГ \cdot сек}{м^2}$	$\frac{н \cdot сек}{м^2}$.	9,81

Плоские углы в новой системе единиц (СИ) измеряются в радианах (*рад*). В книге оставлены старые единицы измерения. Перевод в новую систему единиц можно легко выполнить, пользуясь таблицей 1.

ВВЕДЕНИЕ

Водоподъемные машины, в большинстве случаев насосы, представляют собой группу гидравлических машин, которые передают протекающей внутри машины жидкости полученную извне энергию; благодаря этому жидкость поднимается на некоторую высоту, или, что равноценно, жидкость получает соответствующее давление.

В большинстве случаев к насосу подводится механическая энергия. К насосам, работающим на основе указанного принципа, относятся приводные и ручные поршневые, ротационные, центробежные, осевые и др. К водоподъемникам, которым сообщается работа в форме потенциальной или кинетической энергии жидкого или газообразного рабочего тела, относят струйные насосы, пневматические водоподъемники (например, эрлифты), тараны, паровые прямодействующие насосы и т. д.

Насосы, как водоподъемники и водоподъемные машины, можно классифицировать по нескольким признакам.

1. Водоподъемные машины, получающие механическую энергию извне и работающие по принципу вытеснения жидкости. Эти машины можно разделить на следующие группы: а) поршневые или плунжерные насосы с возвратно-поступательным движением рабочей части поршня (рис. 97) или плунжера (скалки, рис. 98); б) ротационные насосы с вращающимся рабочим органом [крыльчатые (рис. 127), шестеренные (рис. 120), лопастные насосы]. Эти насосы называются объемными.

2. Водоподъемные машины, получающие механическую энергию извне и работающие по принципу обтекания жидкостью лопастей рабочей части машины. Рабочей частью является лопастное колесо, вращающееся на валу. В эту группу машин входят: а) центробежные насосы (рис. 8), б) диагональные (винтовые) насосы (рис. 34), в) осевые (пропеллерные) насосы (рис. 30).

Такие насосы получили название лопастных.

3. Вихревые насосы (насосы увлечения, рис. 128) представляют особую группу водоподъемных машин. В них подводимая от двигателя механическая энергия преобразовывается внутри машины в энергию давления при помощи особого лопастного рабочего колеса, вращающегося в корпусе.

При увлечении быстродвижущимися частицами жидкости в ячейках рабочего колеса медленнодвижущихся частиц жидкости в боковых или охватывающих верхнюю часть колеса особых каналах, устроенных в корпусе насоса, происходит интенсивное образование и разрушение вихрей (вихревой эффект). Кроме того, при протекании жидкости внутри насоса возникает дополнительно и центробежный эффект. Эти два явления и создают напор насоса.

4. Струйные насосы (рис. 136), получающие энергию в виде струи жидкости, газа или пара. Подводимая энергия сообщает поднимаемой жидкости (воде) большую скорость. Кинематическая энергия в дальнейшем превращается в диффузоре в потенциальную энергию — давление. К этому типу насосов относятся водоструйные приборы (например, водоструйный эжектор, паровые инжектор и эжектор и др.).

5. Воздушные водоподъемники (нагнетательные эрлифты). Они служат для подъема жидкости из глубокой скважины при смешении жидкости со сжатым воздухом. Благодаря такому смешению уменьшается удельный вес жидкости внутри водоподъемных труб, а вследствие этого образуется разность напоров внутри и вне труб, что и обеспечивает подъем жидкости по закону сообщающихся сосудов.

6. Пульсометры, в которых жидкость вытесняется из камеры при помощи пара.

7. Насосы Гемфри, в которых газы, образуемые от воспламенения горючей смеси, вытесняют из камеры воду и поднимают ее по особым напорным трубам.

8. Аппараты, действующие естественным напором: тараны, гидропульсоры, гидроавтоматы.

9. Капиллярные насосы.

10. Водоподъемные колеса, поднимающие жидкость на высоту непосредственным ее перемещением в ковшах колеса.

11. Черпаковые механизмы: чигири, нории и др.

В сельском хозяйстве подъем воды необходим для различных целей. В орошении водоподъемные машины (насосы) применяют для подъема воды на командные точки орошаемых полей, для полива посевов дождеванием, для перекачки сбросных оросительных вод, в осушении — для перекачки сточных вод из отводящих каналов или коллекторов в водоприемник (реку или канал) или для понижения грунтовых вод путем откачки их на поверхность. В сельскохозяйственном водоснабжении вода поднимается насосами для питьевых целей и для технических нужд сельского хозяйства. В гидротехническом строительстве насосы применяют при производстве работ, при гидромеханизации, регулировании, откачках поверхностных и грунтовых вод. В сельскохозяйственном производстве наиболее распространены центробежные, поршневые, пропеллерные насосы и эрлифты. Остальные водоподъемные машины и аппараты применяются сравнительно редко.

В СССР развитие механического орошения за последние 20 лет достигло больших размеров. На Украине построены и введены в эксплуатацию крупные насосные оросительные станции. Например, Верхне-Ингулецкая насосная станция с водозабором из р. Ингулец — самая мощная оросительная насосная станция в Европе, рассчитанная на форсированный расход 34 $м^3/сек$ при напоре насосов 63 *м*. На станции установлено семь агрегатов.

Крупные насосные станции построены в Азербайджанской ССР. Многие насосные станции электрифицированы и представляют крупные гидротехнические сооружения (например, на Самур-Дивичинском канале). В республиках Средней Азии в последние годы также усиленно развивается механическое орошение. В РСФСР построены и пущены в эксплуатацию в Ростовской области Азовская насосная станция (крупная станция для питания Азовского машинного канала), насосные станции на Нижне-Донском канале и ряд других. В союзных республиках Прибалтики введены в эксплуатацию осушительные насосные станции различной производительности. Во многих колхозах и совхозах механическая подача воды осуществляется для водоснабжения и для полива овощей (дождевание).

В странах народной демократии нашли применение как оросительные насосные станции (Болгария, КНДР и др.), так и осушительные (Польша, Чехословакия, ГДР и др.).

В таблице 2 приведены буквенные обозначения, принятые в книге, согласно предложениям Комитета технической терминологии Академии наук СССР, для лопастных насосов.

Таблица 2

Наименование величин	Обозначение	Наименование величин	Обозначение
Вакуумметрическая высота всасывания	$H_{вак}$	Механический коэффициент полезного действия	$\eta_{мех}$
Геометрическая высота всасывания	$h_в$	Коэффициент полезного действия	η
Допустимая высота всасывания	$H_{вак.\ доп}$	объемный коэффициент полезного действия	$\eta_о$
Критическая высота всасывания	$H_{вак.\ кр}$	Мощность на валу насоса	N
Срывная высота всасывания	$H_{вак.\ ср}$	Гидравлическая мощность насоса	$N_г$
Геометрическая высота нагнетания	$h_н$	Полезная мощность насоса	$N_п$
Давление атмосферное	$p_а$	Напор насоса	H
Давление на поверхности верхнего уровня жидкости	$p_{в.у}$	Теоретический напор насоса	$H_т$
Давление на поверхности нижнего уровня жидкости	$p_{н.у}$	Напор насосной установки	$H_у$
То же, паров жидкости	$p_{п.ж}$	Геометрический напор насосной установки	$H_г$
» » на входе в насос	$p_в$	Напор при нулевой подаче насоса	H_0
» » на выходе из насоса	$p_н$	Подача насоса	Q
Диаметр рабочего колеса, входной	D_1	Подпор у насоса	$H_п$
Диаметр рабочего колеса, выходной	D_2	Показание вакуумметра	V
		Приведенное показание вакуумметра	V_0
Диаметр входного отверстия рабочего колеса	D_0	Показание манометра	M
		Показание манометра на входе в насос	$M_в$
Приведенный диаметр входного отверстия рабочего колеса *	$D_{0,пр}$	Приведенное показание манометра	M_0
Кавитационный запас энергии	Δh	Потери в напорном трубопроводе на гидравлические сопротивления	$h_{т.н}$
Кавитационный критический запас энергии	$\Delta h_{кр}$	Гидравлические потери в насосе	$h_{нас}$
Кавитационный срывной запас энергии	$\Delta h_{ср}$	Потери в подводящем трубопроводе на гидравлическом сопротивлении	$h_{т.п}$
Коэффициент быстроходности	$n_б$ или n_s		
Коэффициент кавитации насоса	C	То же, в трубопроводе насосной установки	$h_т$
Гидравлический коэффициент полезного действия	$\eta_г$		

* Внесено авторами.

Продолжение

Наименование величин	Обозначение	Наименование величин	Обозначение
Потери на дисковое трение	$N_{т.д}$	Скорость жидкости в подводящем трубопроводе	$v_{п.т}$
То же, на трение в опорах	$N_{т.о}$	Скорость жидкости на верхнем уровне	$v_{в.у}$
Скорость на входе в насос	$v_{в}$	Скорость жидкости на нижнем уровне . .	$v_{н.у}$
Скорость на выходе из насоса	$v_{н}$	Относительная скорость жидкости . . .	W
Абсолютная скорость жидкости	v	Переносная скорость жидкости	u
Скорость жидкости в напорном трубопроводе	$v_{н.т}$		

Глава первая. ВОДОПОДЪЕМНЫЕ (НАСОСНЫЕ) УСТАНОВКИ

§ 1. НАСОСНАЯ УСТАНОВКА, СТАНЦИЯ И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЙ УЗЕЛ МАШИННОГО ВОДОПОДЪЕМА

Насосная установка (рис. 1) в общем случае состоит из водоприемных устройств для всасывающих труб насосов, самого насоса, двигателя, передачи от двигателя к насосу, напорного трубопровода, транспортирующего воду от насоса в водовыпускное устройство. Таким образом, в понятие насосной установки должны входить те элементы, от режима которых зависит работа насоса.

В состав насосной станции входят отдельные элементы насосных установок (например, приемные камеры для всасывающих труб насосов, всасывающие трубы, насосы, передачи для приведения в действие насосов от двигателей, двигатели, напорные трубопроводы, переключающая трубопроводы аппаратура, регулировочная и контрольно-измерительная аппаратура), само здание станции, располагаемые в нем отдельные пункты управления машинами и устройствами (например, для электрифицированных насосных станций распределительные и пусковые устройства, автоматизация управления, понизительная подстанция и т. д.) и, наконец, вспомогательное оборудование. Таким образом, насосная станция, кроме элементов насосных установок, включает и элементы управления агрегатами.

Комплекс, состоящий из сооружений, предназначенных для забора воды, подвода воды к зданию насосной станции, самого здания насосной станции, напорных трубопроводов и сооружений для приема поднятой воды, называется гидротехническим узлом машинного водоподъема.

Отдельные сооружения гидроузлов располагаются примерно в такой последовательности (рис. 2):

1) водозаборное сооружение (иначе водоприемник), которое забирает воду из источника водоснабжения *1*;

2) сооружение *3* для транспортировки воды от водоприемника до насосной станции (открытые каналы, трубопроводы);

3) аванкамера *4* перед зданием насосной станции при подводе воды к нему открытым каналом; аванкамера — это расширенная часть канала перед зданием насосной станции, которая включает сопрягающие сооружения канала и здания;

4) здание насосной станции *5*;

5) напорные трубопроводы *6*;

6) водовыпускное устройство *7* для приема изливающейся из трубопровода воды (например, напорный бассейн машинного магистрального канала оросительной системы *8*).

В дальнейшем будут приведены и другие схемы гидроузла, типичные для условий социалистического сельского хозяйства.

По назначению насосные установки и станции можно разделить на следующие типы:

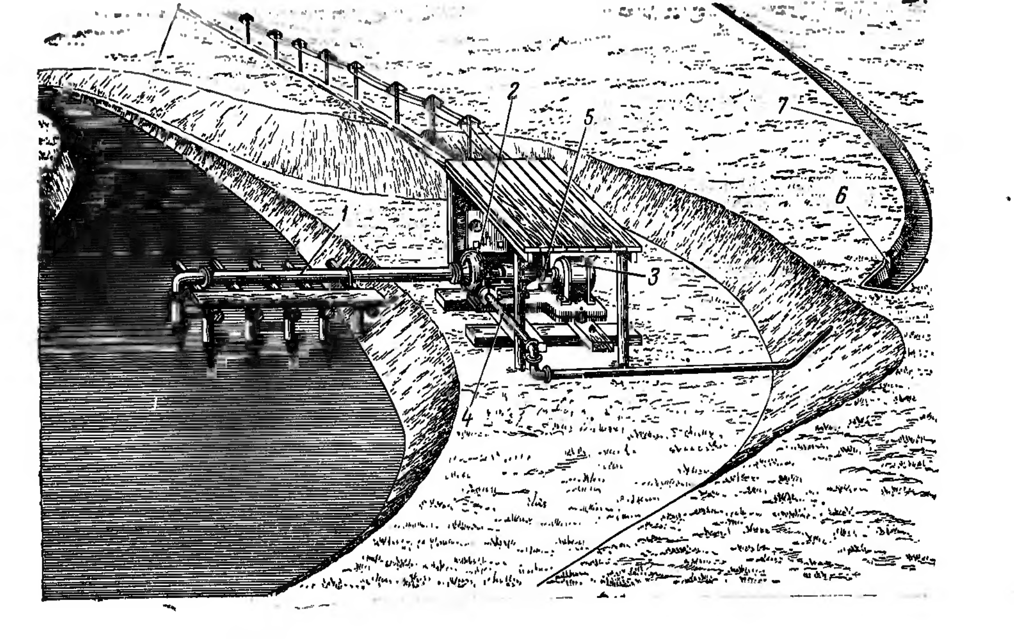


Рис. 1. Насосная установка:

1 — всасывающая труба; *2* — насос; *3* — электродвигатель; *4* — напорный трубопровод; *5* — муфта; *6* — водовыпуск; *7* — магистральный машинный канал.

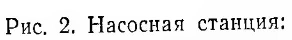
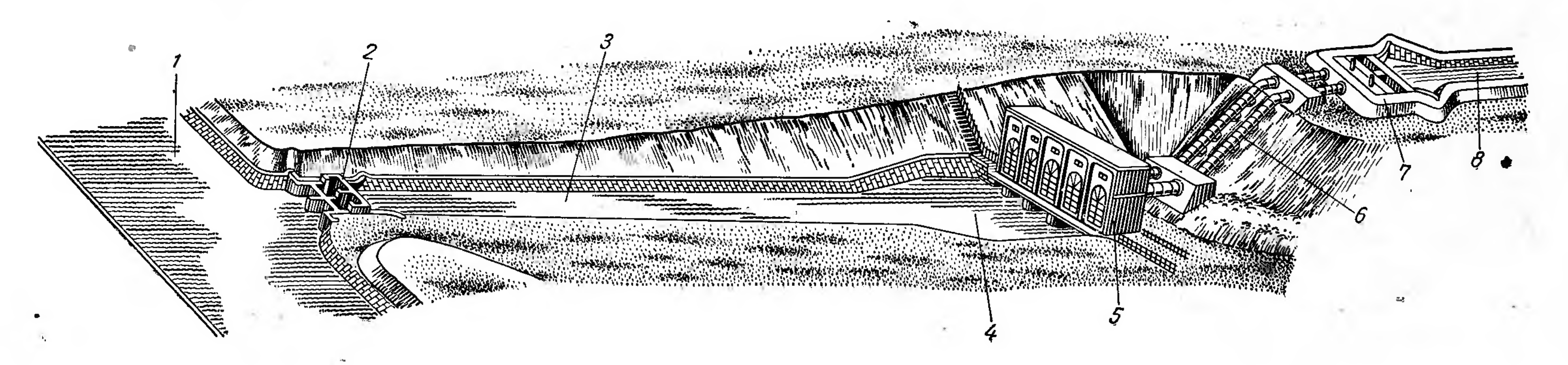


Рис. 2. Насосная станция:

1 — канал; *2* — водозаборное устройство; *3* — подводящий канал; *4* — аванкамера; *5* — здание насосной станции; *6* — напорный трубопровод; *7* — водовыпуск (напорный бассейн); *8* — магистральный машинный канал.



1) мелиоративные насосные установки и станции, предназначаемые для подъема воды на мелиорируемую площадь (оросительные системы) или для отвода воды с мелиорируемой площади (осушительные и оросительные системы); в последнем случае они применяются для перекачки сбросных или дренажных вод;

2) дождевальные насосные установки для полива посевов дождеванием;

3) насосные станции I и II подъема, предназначаемые для питьевых целей и технических нужд сельского хозяйства;

4) канализационные насосные станции для перекачки фекальных и отработавших производственных вод;

5) насосные установки, применяемые в гидромелиоративном строительстве;

6) вспомогательные насосные установки (например, в здании очистных и фильтровальных сооружений и др.).

§ 2. ПОЛНЫЙ НАПОР НАСОСА

В насосной установке может быть сравнительно короткий напорный трубопровод. В этом случае насос работает в основном на преодоление геодезической высоты подъема $H_г$ (иначе статической, нивелирной) и лишь частично — на преодоление гидравлических сопротивлений $h_т$ во всасывающем и нагнетательном трубопроводе, поэтому $H_г$ значительно превышает величину $h_т$. Примером могут служить мелиоративные насосные установки, а также установки, применяемые в водоснабжении при небольшой длине напорного трубопровода и значительной статической (геодезической) высоте подъема.

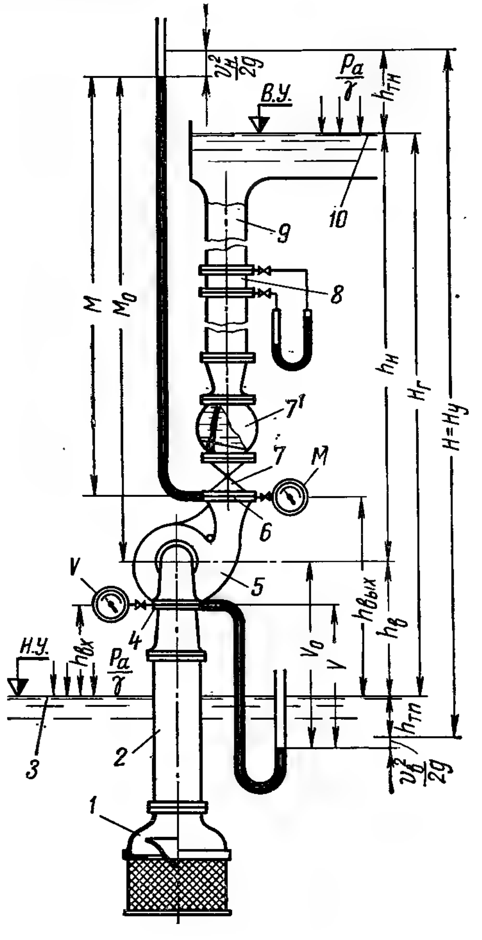


Рис. 3. Насосная установка с положительной высотой всасывания:

1 — приемный клапан; 2 — всасывающий трубопровод; 3 — нижний уровень — уровень нижнего бьефа; 4 — входной патрубок; 5 — насос; 6 — напорный патрубок; 7 — задвижка; 7′ — обратный клапан; 8 — расходомер; 9 — напорный трубопровод; 10 — верхний уровень — уровень верхнего бьефа. М — манометр; V — вакуумметр.

Однако насосная установка может транспортировать воду и по длинному напорному трубопроводу при сравнительно небольшой геодезической высоте подъема. В этом случае она преодолевает в основном гидравлические сопротивления и в сравнительно меньшей степени геодезический напор. Примером может быть насосная установка продольного водопровода, а также насосная установка, работающая непосредственно на водопроводную кольцевую сеть при небольших статических высотах подъема. Во всех случаях требуемый напор, который должен преодолеть насос (рис. 3), составляет:

$$H = H_г + h_т. \qquad (1)$$

Величина гидравлических сопротивлений определяется как сумма

$h_{т.п}+h_{т.н}$, то есть потерь напора в подводящем (*1* и *2*) и нагнетательном (*7*, *7'*, *8* и *9*) трубопроводах.

Полный напор установленного насоса H следует определять как разность содержания энергии в 1 *кг* жидкости, то есть удельной энергии, между нагнетательным и входным патрубками насоса в метрах столба подаваемой жидкости, то есть

$$H = E_н - E_в = \frac{p_н - p_в}{\gamma} + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} + h_{вых} - h_{вх}.$$

В насосной установке, изображенной на рисунке 3, обозначим абсолютное давление при входе $p_в$ *кг/м²*, а при выходе из насоса $p_н$ в *кг/м²*, а скорости в тех же точках соответственно $v_в$ и $v_н$. Вертикальное расстояние между точками входа в насос и выхода из него обозначим z, между точкой входа и горизонтом воды в приемном колодце $h_{вх}$, точкой выхода и горизонтом воды в приемном колодце $h_{вых}$. Тогда удельную энергию в точках входа и выхода, отнесенную к горизонту воды в колодце, можно выразить следующими уравнениями:

$$E_в = \frac{p_в}{\gamma} + \frac{v_в^2}{2g} + h_{вх},$$

$$E_н = \frac{p_н}{\gamma} + \frac{v_н^2}{2g} + h_{вых}.$$

Следовательно,

$$H = E_н - E_в = \frac{p_н - p_в}{\gamma} + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} + h_{вых} - h_{вх}. \qquad (2)$$

Давление в точках входа измеряется вакуумметром V (при наличии вакуума), а в точке выхода — манометром M. Последний должен быть установлен так, чтобы точка выхода и высота цапки пружинного манометра находились в одной горизонтальной плоскости. Предполагается, что подводящая труба вакуумметра заполнена воздухом, а манометра — подаваемой жидкостью.

Если показания манометра и вакуумметра $p_м$ и $p_в$ даны в *кг/см²*, то для перевода их в *кг/м²* надо значения $p_м$ и $p_в$ умножить на 10 000. Следовательно, $M = 10\,000\ p_м$ и $V = 10\,000\ p_в$. Так как $p_м + p_а = p_н$, а $p_а - p_в = p_в$, где $p_а$ — атмосферное давление в *кг/м²*, то формула (2) может быть представлена в виде:

$$H = \frac{p_м + p_в}{\gamma} + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g} - h_{вых} - h_{вх}, \qquad (3)$$

где $v_н$ и $v_в$ — средние скорости в соответствующих сечениях трубопровода.

Значения $\frac{p_м}{\gamma}$ и $\frac{p_в}{\gamma}$ выражаются в метрах столба перекачиваемой жидкости, если γ выражено в *кг/м³*. Обозначая $\frac{p_м}{\gamma} = h_{ман}$, а $\frac{p_в}{\gamma} = h_{вак}$, получим:

$$H = h_{ман} + h_{вак} + z + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}, \qquad (4)$$

то есть *полный напор насоса равен сумме показаний манометра и вакуумметра, устанавливаемых на нагнетательном и всасывающем патрубках насоса, плюс z (расстояние между точками замера давлений), плюс разность в содержании кинетической энергии, отнесенной к 1 кг жидкости в нагнетательном и всасывающем патрубках насоса.*

Примечание. В справочной литературе и последних ГОСТ напор H насоса, выражаемый в метрах столба подаваемой жидкости, обозначают так:

$$H = M_0 + V_0 + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}, \qquad (4')$$

где M_0 и V_0 — приведенные к оси насоса показания манометра и вакуумметра в метрах столба подаваемой жидкости;

$v_н$ и $v_в$ — скорости жидкости в местах присоединения приборов, *м/сек*.

Следует заметить, что напор H можно определять во всех случаях по формулам (3) или (4), однако надо учитывать вид установки, для которой эти формулы выведены (рис. 3).

Например, для установки, изображенной на рисунке 4, жидкость к насосу подводится под напором; в формулу (4) следует подставлять значение $V = -M'$. Напор установки в этом случае будет:

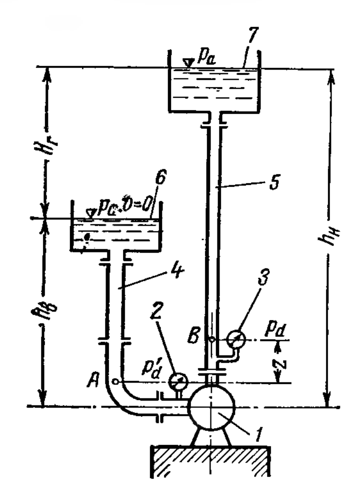


Рис. 4. Насосная установка с отрицательной высотой всасывания:

1 — насос; *2* — манометр на подводящем трубопроводе; *3* — манометр на нагнетательном трубопроводе; *4* подводящий трубопровод *5* нагнетательный трубопровод; *6* — уровень нижнего бьефа; *7* — уровень верхнего бьефа.

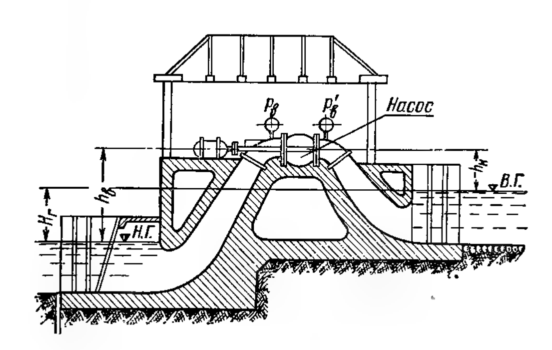


Рис. 5. Насосная установка сифонного типа.

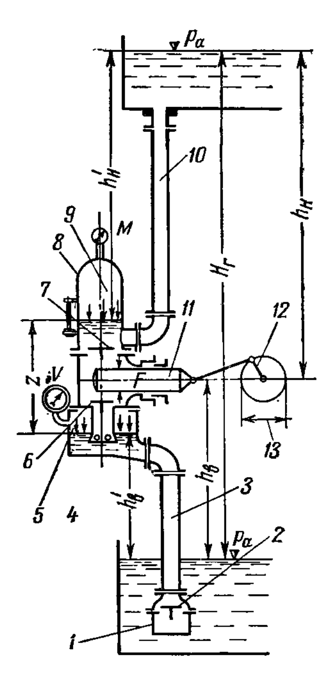


Рис. 6. Скальчатый объемный насос:

1 — сетка; *2* — приемный клапан; *3* — всасывающая труба; *4* — разреженный воздух; *5* — всасывающая камера; *6* - всасывающий клапан; *7* — нагнетательный клапан; *8* — нагнетательный колпак; *9*—сжатый воздух; *10* -нагнетательная труба; *11* — плунжер (скалка); *12* — кривошип; *13* — ход плунжера.

$$H = M - M' + z + \frac{v_н^2 - v_в^2}{2g}. \qquad (5)$$

На рисунке *5* представлена «сифонная» насосная установка. Перед насосом будет вакуум V, а по выходе из насоса — вакуум V'. Следова-

тельно, абсолютное давление перед насосом будет $p_а - V$, а после него — $p_а - V'$. Тогда по формуле (2)

$$H = V - V' + z + \frac{v_н^2 - v_{вх}^2}{2g}. \quad (6)$$

Пример. Пусть $V'=2$ *м*, а $V=6$ *м*, тогда абсолютное давление перед насосом будет 4 *м*, а за насосом 8 *м*. Следовательно, насос при $z=0$ и $v_н=v_в$ должен преодолеть давление 4 *м* вод. ст., то есть $H=4$ *м*. Согласно рисунку 5, надо принять $z=0$ и $v_н=v_в$.

Для объемного скальчатого насоса, изображенного на рисунке 6, H определяется по формуле (4) при $v_н=v_в$; z — вертикальное расстояние между поверхностями жидкости во всасывающей камере и нагнетательном колпаке. При отсутствии последних напор следует определять по формуле (3), устанавливая при этом измерительные приборы, как это показано на рисунке 3.

§ 3. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ, ПРИВЕДЕННАЯ И ВАКУУММЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА ВСАСЫВАНИЯ. ГЕОМЕТРИЧЕСКАЯ И МАНОМЕТРИЧЕСКАЯ ВЫСОТА НАГНЕТАНИЯ

Геометрической высотой всасывания $h_в$ горизонтального насоса называется расстояние по вертикали от нижнего уровня до оси насоса; вертикального насоса со спиральным отводом — расстояние от нижнего уровня до горизонтальной оси спирального отвода; вертикального насоса с лопаточным отводом — расстояние от нижнего уровня до середины входных кромок лопастей рабочего колеса. При подводе воды к центробежному насосу под напором (рис. 4) $h_в$ будет иметь отрицательное значение.

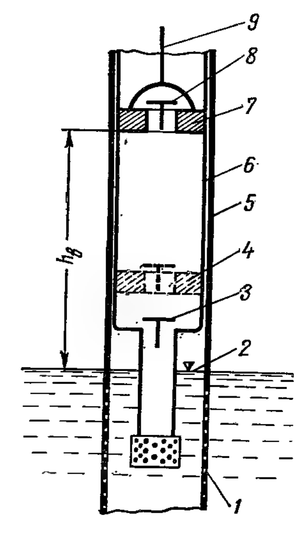


Рис. 7. Вертикальный поршневой штанговый насос:

1 — отверстия в трубе; 2 — горизонт воды в трубе; 3 — всасывающий клапан; 4 — нижнее положение поршня; 5 — обсадная труба; 6 — насосный цилиндр; 7 — верхнее положение поршня; 8 — нагнетательный клапан; 9 — штанга.

Геометрической высотой всасывания поршневого горизонтального насоса называется расстояние по вертикали от горизонта воды в приемном колодце до оси поршня или плунжера (скалки) (рис. 6), а вертикального насоса — до верхнего положения поршня (рис. 7).

Приведенной высотой всасывания $H_{в.п}$ называется сумма геометрической высоты всасывания и гидравлических сопротивлений в подводящей (всасывающей) трубе, то есть

$$H_{в.п} = h_в + h_{т.в}. \quad (7)$$

Вакуумметрической высотой всасывания называется показание вакуумметра, выраженное в метрах столба подаваемой насосом жидкости:

$$H_{вак} = h_в + h_{т.в} + \frac{v_в^2}{2}. \quad (8)$$

Зависимость между показанием вакуумметра (вакуумметрической высотой всасывания) и приведенной высотой всасывания на основании зависимости (7) и (8) выразится формулой:

$$H_{вак} = H_{в.п} + \frac{v_в^2}{2g}. \quad (9)$$

Приведенное показание вакуумметра, выражающее разрежение на входе в насос, у горизонтального насоса относят к его оси, у вертикаль-

ного насоса со спиральным отводом — к горизонтальной оси спирального отвода, у вертикального насоса с лопаточным отводом — к середине входных кромок лопастей рабочего колеса первой ступени в случае многоступенчатого насоса. Приведенное показание манометра на входе в насос в случае работы насоса с подпором относят в горизонтальном насосе к его оси, в вертикальном насосе со спиральным отводом — к горизонтальной оси спирального отвода, в вертикальном насосе с лопаточным отводом — к середине входных кромок лопастей рабочего колеса (первой ступени).

Приведенной высотой нагнетания называется

$$H_{н.п} = h_н + h_{т.н}. \tag{10}$$

Между $H_{н.п}$ и $h_{ман}$ существует следующая зависимость:

$$h_{ман} = H_{н.п} - z - \frac{v_н^2}{2g}. \tag{11}$$

§ 4. ПОЛЕЗНАЯ МОЩНОСТЬ НАСОСА И МОЩНОСТЬ НА ВАЛУ НАСОСА. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ НАСОСА И НАСОСНОЙ УСТАНОВКИ

Полезной мощностью называется мощность, передаваемая насосом жидкости, проходящей через напорный патрубок. Ее определяют по формуле:

$$N_п = \gamma Q H \ кгм/сек, \tag{12}$$

где Q — подача, $м^3/сек$;

γ — вес единицы объема жидкости;

H — напор, *м*.

Теоретический напор насоса $H_т$ — это удельная энергия, сообщаемая насосом жидкости для создания напора насоса и преодоления гидравлических сопротивлений в насосе:

$$H_т = H_г + h_т + h_{нас}. \tag{13}$$

Мощность на валу насоса затрачивается двигателем на привод насоса определяется формулой:

$$N = \frac{N_п}{\eta_н} = \frac{\gamma Q H}{\eta_н}. \tag{14}$$

Коэффициент полезного действия насоса определяется как отношение полезной мощности насоса к мощности на его валу:

$$\eta_н = \frac{N_п}{N}. \tag{15}$$

Коэффициент полезного действия насосной установки

$$\eta_{н.уст} = a\,\eta_{пер}\,\eta_{дв}\,\eta_н, \tag{16}$$

где $\eta_{дв}$ — коэффициент полезного действия двигателя;

$\eta_{пер}$ — коэффициент полезного действия передачи от двигателя к насосу;

$\eta_н$ — коэффициент полезного действия насоса;

a — коэффициент, учитывающий особые условия установки.

При электрическом двигателе $a = \eta_i$ учитывает потери электроэнергии в подводящем проводе к электродвигателю, при коротком проводе можно принимать $\eta_i = 1$, при паровой машине $a = \eta_{кот}$, где $\eta_{кот}$ — к. п. д. котельной установки.

При двигателе внутреннего сгорания $a = 1$.

Энергию, потребную для приведения насосной установки в действие, определяют по формуле:

$$N_{уст} = \frac{\gamma Q H}{\eta_{н.уст}} \ кгм/сек. \tag{17}$$

§ 1. ВИДЫ И КОНСТРУКЦИИ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

Лопастной насос передает энергию двигателя перемещаемой жидкости в процессе обтекания ею лопастей рабочего колеса и их силового воздействия на нее. Лопастные насосы делятся на несколько групп: центробежные, осевые, винтовые.

Центробежные насосы. В этих насосах жидкость при входе в рабочее колесо движется в осевом направлении, а затем в самом колесе в радиальном, причем от центра колеса к периферии. При вращении рабочего колеса с постоянной угловой скоростью жидкость непрерывно движется по каналам колеса, образованным его лопастями. Лопасти колеса, образующие стенки каналов, сообщают протекающей жидкости давление и значительную скорость. По выходе жидкости из колеса ее скорость при постепенном переходе в корпусе насоса *3* от меньших сечений к большим уменьшается до нормальных для напорного трубопровода размеров и преобразуется в дополнительный напор, увеличивая тем самым первоначальное давление, созданное колесом.

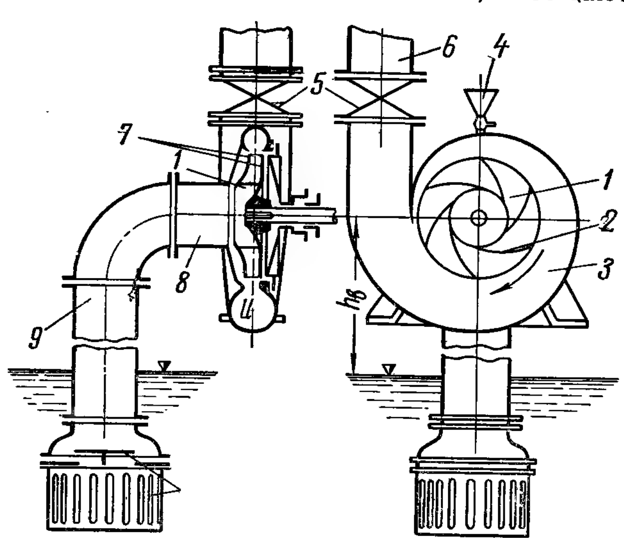


Рис. 8. Центробежный насос:

1 — рабочее колесо; *2* — лопасть; *3* — спиральный отвод (улитка); *4* — воронка для заливки насоса (и место для подключения вакуум-насоса при снятой воронке); *5* — задвижка; *6* — напорный трубопровод; *8* — входной патрубок; *9* — всасывающая труба; *10* — приемный клапан с сеткой.

Рабочее колесо (рис. 8), представляющее собой одну отливку из бронзы или чугуна, состоит из двух дисков: одного — со втулкой для насадки на вал и другого — в форме широкого кольца. Между дисками расположены лопатки, образующие каналы колеса.

К средней части колеса примыкает (с небольшим зазором) входной патрубок *8*, к которому присоединяется всасывающая труба *9*.

Корпус *3*, окружающий колесо, часто имеет форму улитки, которая собирает вытекающую из колеса воду и отводит ее в напорный трубопровод *6*. Насос такой конструкции называется **консольным**, так как рабочее колесо расположено на свешивающейся части вала — консоли.

Общий вид консольного насоса показан на рисунке *9*, а основные детали его приведены на рисунке 10.

Чугунное рабочее колесо *4* состоит из двух дисков, соединенных лопастями, образованными цилиндрическими или более сложными по форме поверхностями. Задний обод в данной конструкции имеет несколько разгрузочных отверстий *15* у втулки колеса для уравновешивания возникающих при работе насоса осевых сил. Рабочее колесо закреплено на валу гайкой *5*. Вход жидкости на колесо осевой. Корпус *2* насоса имеет внутреннюю спиральную полость, переходящую в напорный патрубок, который в данной конструкции расположен внизу (рис. 9). Корпус представляет собой чугунную отливку. Напорный патрубок может быть повернут на 90, 180 и 270° к оси насоса, как указано на рисунке 11. К корпусу *2* насоса (рис. 10) примыкает чугунная крышка *1*, отлитая как одно целое с входным патрубком *17*.

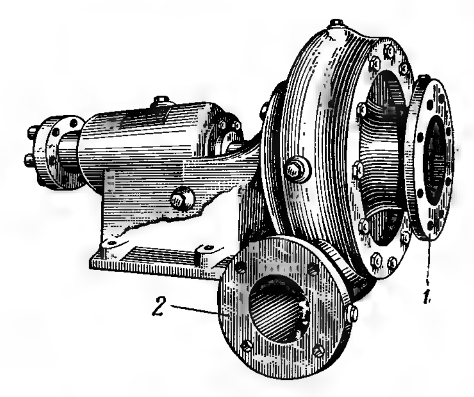


Рис. 9. Общий вид консольного насоса:

1 и *2* — всасывающий и нагнетательный патрубки.

Входная часть, рабочее колесо и спиралевидный отвод составляют проточную часть насоса. Рабочее колесо закреплено на стальном валу *9* на двух опорах в виде шарикоподшипников *11* и *12*, размещенных в опорной стойке *10*. Для разобщения внутреннего пространства насоса с окружающей средой имеется сальник, состоящий из корпуса *6*, крышки *8*, хлопчатобумажной набивки *7* и кольца гидравлического уплотнения *13*, в которое вода поступает из корпуса через отверстия или по особой наружной трубке.

Для уменьшения утечки жидкости при циркуляции ее вокруг диска рабочего колеса на обоих дисках имеются кольцевые выступы с

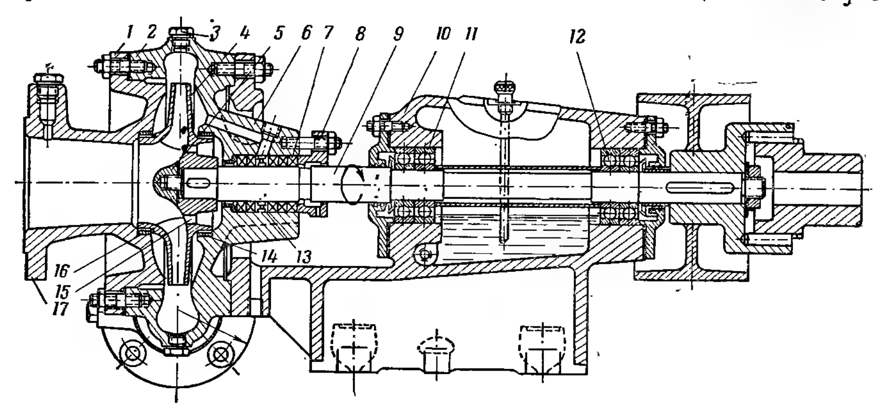


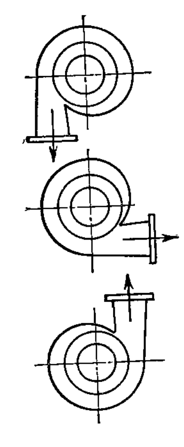
Рис. 10. Разрез консольного насоса:

1 — крышка с всасывающим (входным) патрубком; *2* — корпус; *3* — пробка, закрывающая место присоединения всасывающей трубы вакуум-насоса; *4* — рабочее колесо; *5* — гайка; *6* — корпус сальника; *7* — хлопчатобумажная набивка; *8* — крышка сальника; *9* — вал; *10* — опорная стойка; *11* и *12* — опоры вала — шарикоподшипники; *13* — кольцо гидравлического уплотнения; *14* и *16* — защитноуплотняющие кольца; *15* — разгрузочное отверстие; *17* — входной (всасывающий) патрубок.

двумя защитноуплотняющими кольцами *14* и *16*. В конструкциях, где разгрузочных отверстий нет, имеется один выступ во входной части и одно уплотняющее кольцо. Пробкой *3* в корпусе насоса закрыто отверстие для присоединения трубы от вакуум-насоса, кото-

рый предназначен для того, чтобы отсасывать воздух из корпуса и всасывающего трубопровода при пуске насоса. Следует запомнить, что *центробежный насос при его пуске должен быть заполнен жидкостью.*

Консольные одноступенчатые насосы в горизонтальном исполнении широко распространены в промышленности, на транспорте и в сельском хозяйстве. Они предназначены для подачи воды и других чистых жидкостей с температурой до 105°. По ГОСТ эти насосы обозначаются буквой К и имеют подачу от 1,25 до 100 *л/сек* при напорах от 8,8 до 98 *м*. Они могут быть обозначены так: аК-ω_s, где а — диаметр входного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; К — консольный; ω_s — быстроходность рабочего колеса n_s, уменьшенная в 10 раз и округленная.



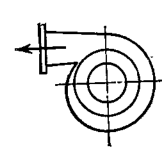


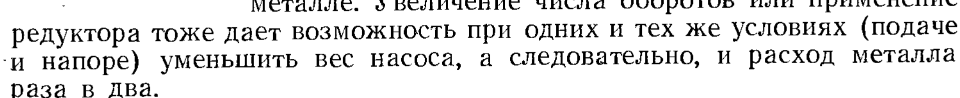
Рис. 11. Возможные варианты расположения улитки консольного насоса.

Быстроходностью называется скорость вращения вала такого насоса, рабочее колесо которого и другие детали проточной части геометрически подобны колесу и другим деталям проточной части данного насоса. Геометрически подобное колесо имеет подачу 75 *л/сек* при напоре 1 *м*. Все подобные колеса имеют одинаковое значение n_s или ω_s.

Рассмотренный насос (рис. 10) имеет обозначение 4К-8; следовательно, $a = 4 \cdot 25 = 100$ *мм*, $\omega_s = 8$, а быстроходность колеса $n_s = 8 \cdot 10 = 80$ *об/мин*.

Насосы марки К выпускаются с муфтой для непосредственного соединения с электроприводом или со шкивом для ременного привода. Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода. Моделями для колес консольного насоса служат колеса с $\omega_s = 6$, 8, 9, 12, 18.

Насосы марки К можно модернизировать, изменив условия соединения их с электродвигателями. На рисунке 12 показаны возможные варианты соединения насоса с двигателем. Если насос 3К-6 в консольном варианте весит 116 *кг*, то в моноблочном (без муфты) — 70 *кг* и в фланцевом — 55 *кг*. Из приведенного примера видно, что модернизация агрегата дает значительную экономию в весе, а следовательно, и в металле. Увеличение числа оборотов или применение



редуктора тоже дает возможность при одних и тех же условиях (подаче и напоре) уменьшить вес насоса, а следовательно, и расход металла раза в два.

Насосы типа К имеют вертикальный разъем корпуса, поэтому при их разборке (демонтаже) в действующей установке надо отсоединить всасывающий трубопровод от насоса. Это неудобно в эксплуатации, так как при последующей сборке насоса и присоединении трубопровода приходится обеспечивать плотность стыка, в противном случае может произойти срыв вакуума при работе насоса, что повлечет за собой прекращение подачи.

Насосы марки К более ранних выпусков несколько отличаются от рассмотренной выше конструкции. Марка этих насосов в общем виде обозначалась bНК (b — диаметр напорного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Н — насос; К — консольный). Например, марка 3НК означает, что насос одноколесный, консольный, диаметр напорного патрубка $3 \times 25 = 75$ *мм*. Здесь не указаны быстроходность колеса и диаметр входного патрубка, поэтому теперь принято более прогрессивное обозначение по ГОСТ на лопастные насосы в виде обобщенной марки (или аКМ-ω_s, где М обозначает, что насос модернизирован).

Насосы марки Д изготовляются для увеличения подачи и имеют колеса с двухсторонним входом жидкости. Каждая половина такого ко-

леса представляет собой зеркальное изображение другой. На рисунке 13 изображен такой насос с откинутой крышкой и приподнятым ротором, а на рисунке 14 приведен чертеж насоса в разрезе. Корпус *1*, крышка корпуса *8* и рабочее колесо *12* изготовлены из чугуна. Рабочее

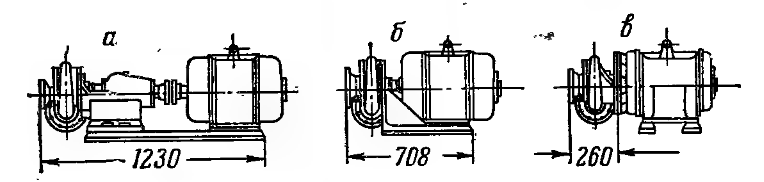


Рис. 12. Соединения насоса с двигателем:

а — обычные (муфтой); *б* — моноблочные; *в* — фланцевые.

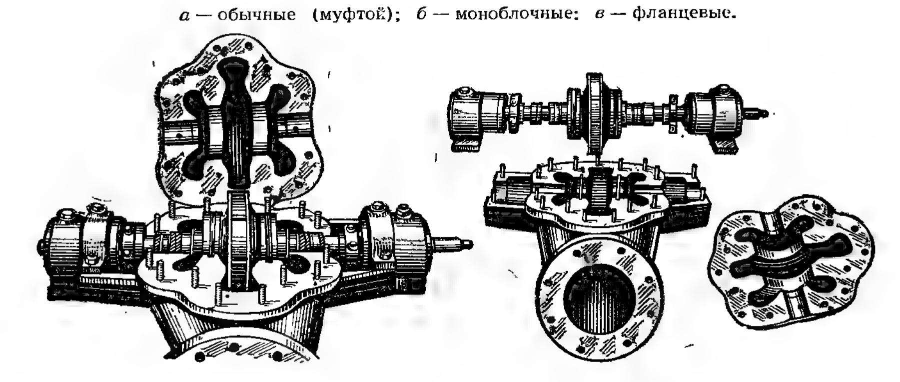


Рис. 13. Насос типа Д со снятой крышкой.

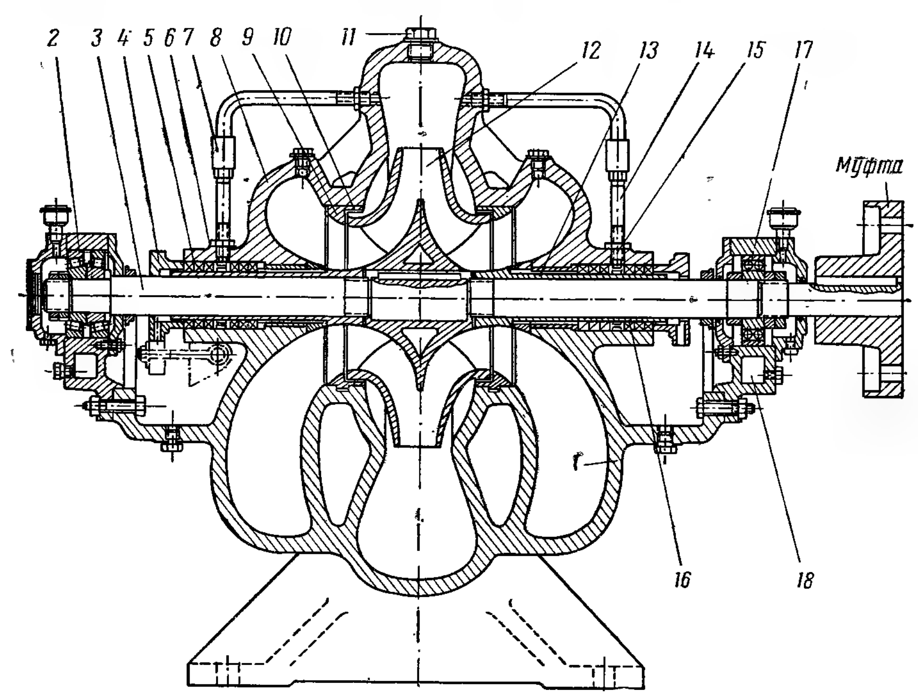


Рис. 14. Разрез насоса типа Д.

колесо закреплено на стальном валу *3* защитными втулками *16* и гайками. Для уплотнения и защиты корпуса, крышки и колеса от износа у входа в рабочее колесо установлены защитно-уплотняющие кольца *9* и *10*. Два сальника расположены с двух сторон от рабочего колеса.

Каждый имеет гидравлическое уплотнение, которое осуществляется подводом воды по трубкам *7* и *14* через отверстие *15* в крышке насоса. Сальник состоит из корпуса, крышки *4*, хлопчатобумажной набивки *5* и кольца гидравлического уплотнения *6*. Грундбукса *13* служит для защиты корпуса насоса от износа в местах расположения сальниковых уплотнений. Торцовая поверхность грундбуксы является опорой для колец набивки. Крышкой *4* сальник можно подтянуть.

Как одно целое с корпусом *2* отлиты кронштейны *19*, являющиеся опорой для шариковых подшипников *2* и *17*. Смазка шариковых подшипников густая. Камера *18* служит для подвода охлаждающей воды к корпусу подшипника. У некоторых конструкций насосов марки Д применяются подшипники скользящего трения с жидкой кольцевой смазкой.

Осевые усилия в основном уравновешены двухсторонним входом воды на колесо; остающиеся неуравновешенные усилия воспринимаются радиально-упорным подшипником, а у изображенного на чертеже насоса — радиальным шариковым подшипником. Отверстие, закрытое пробкой *11*, служит для присоединения трубки вакуум-насоса. Вал насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода, причем входной патрубок насоса расположен с левой стороны. Оба патрубка имеют горизонтальное направление. Насосы Д в отличие от насосов К имеют спиралевидный подвод воды к колесу. Отвод воды, так же как и у насоса К, спиральный.

Преимущества насосов марки Д перед насосами марки К: 1) двухсторонний подвод жидкости к колесу хорошо уравновешивает осевые усилия колеса; 2) горизонтальный разъем корпуса насоса при его разборке дает возможность не отключать всасывающую трубу от входного патрубка насоса.

Марка насоса Д обозначается bНДα, где b — диаметр напорного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Н — насос; Д — двухсторонний вход воды на колесо; α — указатель давления, которое развивает насос; буква в означает, что насос развивает высокое давление (высоконапорный), с — среднее (средненапорный), н — низкое (низконапорный).

Рассмотренный выше насос (рис. 14) имеет марку 12 $НД_с$ (старое обозначение): производительность (подача) 350 *л/сек*, напор 64 *м вод. ст.*, к. п. д. 88%, скорость вращения вала 1450 *об/мин*.

Наша промышленность выпускает центробежные одноступенчатые насосы Д с рабочим колесом двухстороннего входа. Марка их обозначается аД-ω_s, согласно ГОСТ на лопастные насосы. В этом обозначении а — диаметр входного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; ω_s — быстроходность колеса, уменьшенная в 10 раз. Эти насосы имеют сходство с насосами марки НД, но конструктивно отличаются от них. Производительность насосов марки аД-ω_s от 110 до 640 *л/сек* при напоре от 11,7 до 137 *м вод. ст.* и температуре воды до 105°. Выпускаются насосы большой производительности марок 20Д-6, 32Д-19, 48Д-22. Насосы марки Д широко применяются в сельском хозяйстве для водоснабжения, орошения и осушения, а также и в других отраслях народного хозяйства на насосных станциях первого и второго подъема городского и промышленного водоснабжения.

М н о г о с т у п е н ч а т ы е н а с о с ы. Промышленность выпускает три типа этих насосов. Первый тип — центробежный многоступенчатый секционный насос с рабочими колесами одностороннего входа, обозначается МС. Второй тип — центробежный многоступенчатый насос с горизонтальным разъемом корпуса и с рабочими колесами одностороннего входа, обозначается М. Третий тип — центробежный многоступенчатый насос с горизонтальным разъемом корпуса, с первым рабочим колесом двухстороннего входа и остальными рабочими колесами одно-

стороннего входа, обозначается МД. Многоступенчатые насосы применяются для водоснабжения, гидромеханизации и других нужд там, где требуются сравнительно большие напоры. Поэтому если воду заставить проходить последовательно через несколько колес, смонтированных в одном корпусе насоса, то напор насоса будет равен сумме напоров последовательно расположенных колес, пропускающих одну и ту же подачу (расход жидкости). На рисунке 15, *а* показана схема движения жидкости через последовательно расположенные колеса в на-

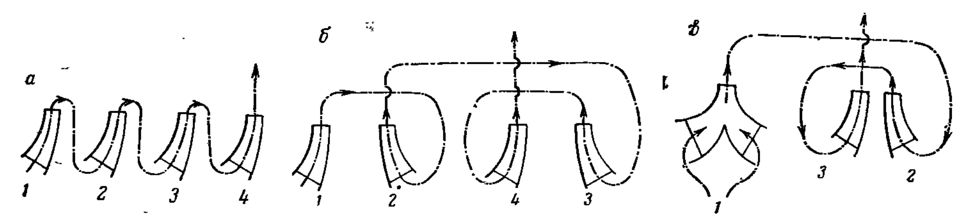


Рис. 15. Схемы движения воды в насосах:
а — МС; *б* — М; *в* — МД; *1, 2, 3, 4* — ступени насосов.

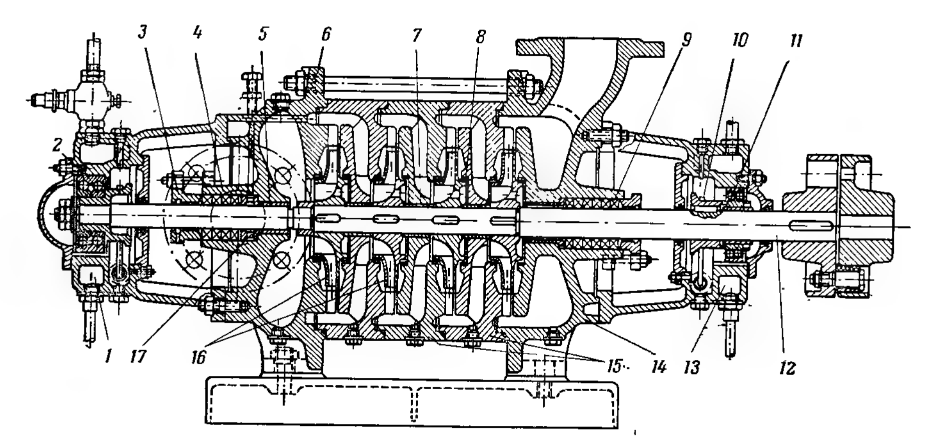


Рис. 16 Насос марки МС.

сосе типа МС, на рисунке 15, *б* — в насосе типа М и на рисунке 15, *в* — в насосе типа МД.

На рисунке 16 показана конструкция четырехступенчатого секционного насоса (по обозначению ГОСТ — МС). По каталогу марка насоса обозначается 3НМГ×4; 3 — диаметр напорного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Н — насос; М — многоступенчатый; Г — горизонтальный; 4 — четырехступенчатый, то есть четырехколесный.

В насосе этой конструкции за рабочими колесами *16* находятся направляющие аппараты, отлитые за одно целое с корпусами *15* секций. Рабочие колеса закреплены на стальном валу *12* распорными втулками *7* и гайками. Сальник состоит из корпуса *4*, отлитого за одно целое с входной *6* и напорной *14* крышками насоса, крышки *3*, набивки *9* и кольца *17* гидравлического уплотнения, выполненного в одной отливке с грундбуксой *5* со стороны входной крышки.

Опорами вала служат два шарикоподшипника *2* и *11*, корпуса которых прикреплены фланцами к входной и напорной крышкам насоса. Смазка подшипников осуществляется жидким маслом при помощи смазочных колес *10*. Охлаждение подшипников водяное через камеры *13* и *1*. Для уменьшения утечек предусмотрены защитные и уплотнительные кольца *8*.

Осевая сила в основном уравновешивается разгрузочными отверстиями в рабочих колесах; оставшаяся неуравновешенной часть осевых усилий воспринимается радиально-упорным подшипником *2*. Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

Недостатки таких насосов — наличие направляющего аппарата, которого нет в современных насосах, отсутствует вертикальный разъем корпуса, небольшой к. п. д. (около 60%); положительные стороны — малые габариты при больших напорах и простота в эксплуатации.

Насос 3НМГ×4 при подаче 20 *л/сек* развивает напор 31,5 *м* при скорости вращения вала 2950 *об/мин* и к. п. д. 58,8%. Вес его 325 *кг*, а диаметры входного и напорного патрубков 75 *мм*. Насос марки 3НМГ×6 имеет еще больший напор. Необходимость отъема входного патрубка от всасывающего трубопровода затрудняет разборку и последующий монтаж насосов рассмотренной конструкции.

Устройства, уравновешивающие осевые усилия, не всегда удачно работают. Это заставило конструкторов проектировать многоступенчатые насосы с горизонтальным разъемом корпуса, а рабочие колеса размещать так, чтобы половина их имела входные отверстия, направленные влево, а половина — направленные вправо. Насосы типа М имеют следующие марки:

1) аМ-$\omega_s \times i$, где а и ω_s имеют те же значения, что и у насосов К и Д; i — число ступеней (колес). Например, марка насоса 14М-12×4 означает, что он четырехступенчатый, $\omega_s = 12$, $d_{вх} = 350$ *мм*. У этого насоса подача $Q = 278$ *л/сек*, $H = 294$ *м*, $\eta = 76{,}5\%$, вес 10 *т*;

2) bНМК×i, где b — диаметр напорного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Н — насос; М — многоступенчатый с горизонтальным разъемом; К — завод-изготовитель; i — число ступеней. Например, марка насоса 10НМК×2 означает, что он имеет две ступени, $d_н = 250$ *мм*. Лопатки этого насоса имеют пространственную форму. Вес насоса 2340 *кг*;

3) 3В-$d_н \times i$, где 3 — условное обозначение конструкции насоса; В — водяной; $d_н$ — диаметр напорного патрубка в миллиметрах; i — число рабочих колес насоса. Применяются два варианта исполнения насоса: 3В-200×4 и 3В-200×2. Конструкции этих насосов представляют собой некоторые модификации насосов bНМК×i. Они имеют восемь лопаток пространственной формы, то есть сложной кривизны. Насос весит 2827 *кг*.

На рисунке 17 показана конструкция четырехколесного насоса bНМК×i завода имени М. И. Калинина; число колес $i = 4$. Вода через всасывающий патрубок *17* попадает во всасывающее пространство *16*, а из него на первое рабочее колесо *1*, откуда через спираль *2* по особому переводному каналу *3* в корпусе насоса подводится ко второму колесу *4*. При выходе с колеса *4* вода последовательно проходит через спираль, патрубок *11* и по особой трубе *10*, расположенной над корпусом насоса, подводится к третьему колесу, с него через спираль *8* по особому переводному каналу *7* в корпусе насоса она попадает на четвертое колесо *5*. Пройдя это колесо, она подводится через спираль *6* к напорному патрубку *15* насоса и далее идет в напорный трубопровод.

Уравновешивание осевых сил в основном достигается обратным расположением колес *1* и *4*, *9* и *5*, как в насосах с двухсторонним входом воды на колесо. Как видно из чертежа, насос не имеет направляющих аппаратов на выходе из рабочего колеса. Вал под сальником защищен втулками *14*, которые при износе можно сменить. В насосе установлены подшипники с кольцевой смазкой *18* и с вкладышами, залитыми белым металлом. Для восприятия случайных осевых усилий имеется шариковый радиально-упорный подшипник *12*. Сальник со стороны всасывания имеет гидравлическое уплотнение; вода к сальнику подводится по трубе *19* из спирали первой ступени. Уплотнение рабочих колес созда-

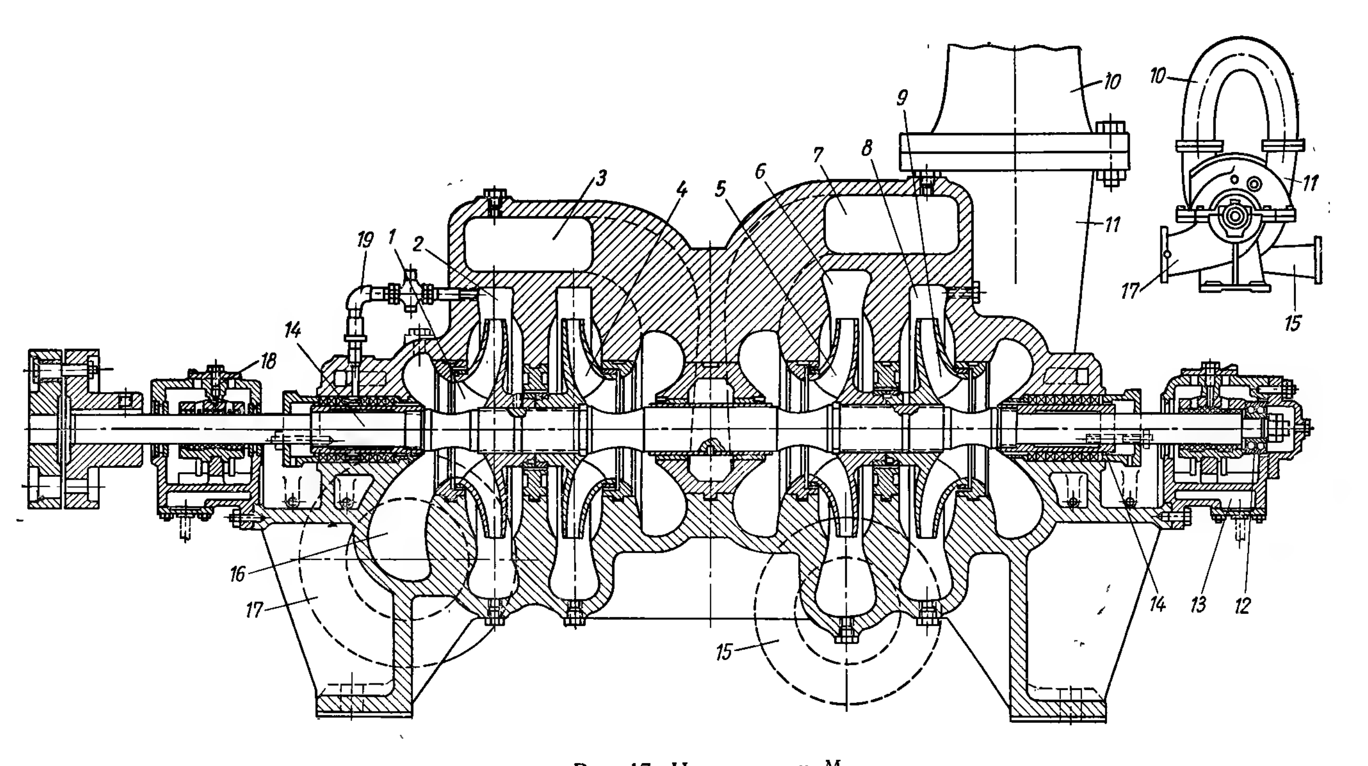


Рис. 17. Насос марки М.

ется специальным кольцом с допустимо малым зазором (0,25 *мм*). Для охлаждения подшипника предусмотрена в корпусе его камера *13*.

Все литые детали насоса изготовлены из чугуна, за исключением промежуточной втулки для опоры вала, которая отливается из бронзы и работает на водяной смазке. Наряду с преимуществами (высокий к. п. д., горизонтальный разъем корпуса, уравновешивание осевых усилий благодаря симметричному расположению колес) насос этого типа имеет некоторые недостатки (громоздкость, сложная форма корпуса, значительные габариты, высокая стоимость насоса).

Насосы рассмотренных марок применяют для водоснабжения, где требуются большие напоры.

Насосы МД, предназначенные для больших напоров, конструкция которых разработана Всесоюзным институтом гидромашиностроения (ВИГМ), применяются главным образом для питания прямоточных котлов на теплоэлектростанциях, поэтому не приводим описания их конструкции. Поясним лишь причину установки для первой ступени колеса с двухсторонним входом воды на него. Это колесо дает возможность снизить избыточное давление при всасывании, так как требуется подвести воду с температурой 100—110°, благодаря чему избыточный напор всасывания сверх упругости пара перекачиваемой воды составляет около 6 *м*. Марка этих насосов аМД-$\omega_s \times i$, где а — диаметр входного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; М — многоступенчатый; Д — двухсторонний (так как первое колесо двухстороннего входа); i — число ступеней. Пример обозначения марки насоса: 5МД-7$\times$5.

Особую группу горизонтальных центробежных насосов составляют насосы для перекачки жидкостей, содержащих взвешенные частицы: а) фекальные НФ (обозначение марки аФ-ω_s); б) песковые насосы НП (обозначение марки аП-ω_s); в) землесосы Р (обозначение марки аР-ω_s); г) багерные насосы (обозначение марки аБ-ω_s) для гидрозолоудаления на теплоэлектростанциях и для подачи жидкостей с абразивными примесями, шлаком и т. п.

Фекальные насосы (центробежные, одноступенчатые консольного типа) предназначены для перекачки фекальных и других загрязненных жидкостей. Подача таких насосов составляет от 12 до 240 *л/сек* при напорах от 6,5 до 50 *м вод. ст.* и температуре жидкости до 100 °С.

На рисунке 18, *а* показан общий вид насоса 4НФ, а на рисунке 18, *б* — его разрез по оси вала. Детали насоса: корпус *1*, рабочее колесо *11*, крышка с входным патрубком из чугунного литья *12*, вал *8*. Чугунная опорная стойка *5* является станиной насоса. К стойке шпильками присоединен корпус насоса. Входной патрубок направлен горизонтально и отлит за одно целое с входной крышкой насоса. Корпуса насосов 4НФ, 6НФ и 8НФ имеют люки для прочистки рабочего колеса *11*, входного патрубка *12* и входной части насоса. В опорной стойке размещены опоры вала — шарикоподшипники *6* и *9*. Сальник состоит из корпуса *3*, крышки *4*, мягкой хлопчатобумажной набивки *10* и кольца *2* гидравлического уплотнения; муфта *7* служит для соединения вала насоса с валом двигателя. Рабочее колесо имеет более широкие каналы, чем в насосах других конструкций.

Конструкция насоса 3Ф-11 несколько отличается от НФ, так как имеет чугунные защитные диски между ободьями колеса, корпусом и крышкой. Песковые насосы bНП (b — диаметр в миллиметрах напорного патрубка, уменьшенный в 25 раз; Н — насос; П — песковый) предназначены для перекачки взвешенного в воде песка. Особенность насоса состоит в том, что он должен работать с подпором, так как приемная полость через образующуюся щель сообшается с атмосферой благодаря особому устройству кулачкового механизма сальника *1*. Подача насоса

зависит от содержания твёрдых частиц. Следует заметить, что заводские режимные характеристики насоса даны для воды.

Насос марки аПД-ω_s имеет более простое устройство, чем ЬНП, и напоминает насос ЗФ-11. Он имеет бронедиски; в полость между ними и дисками рабочего колеса подводится чистая вода под давлением.

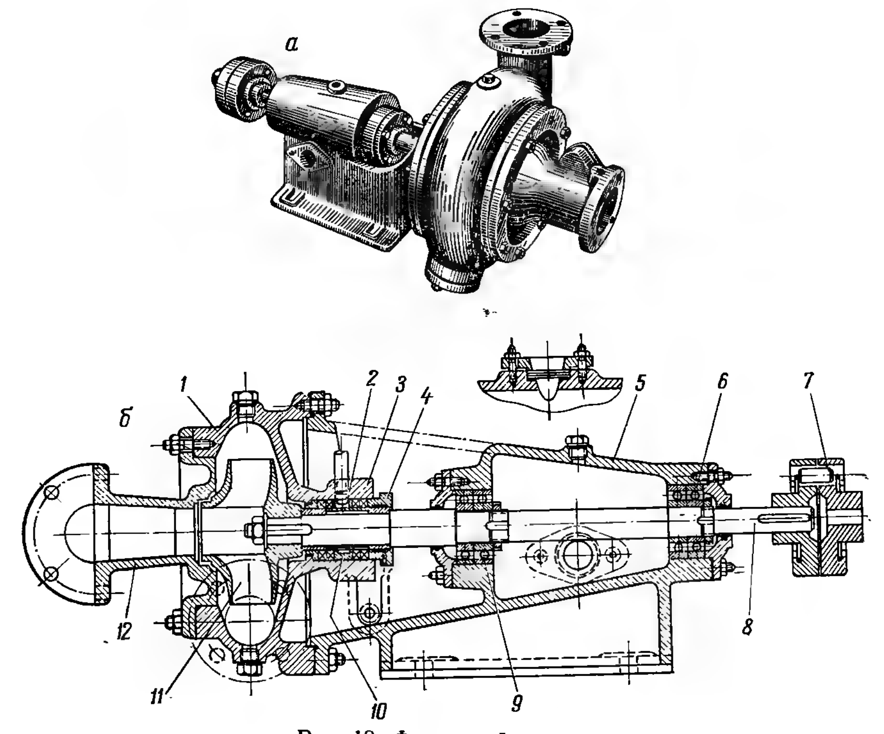


Рис. 18. Фекальный насос:

а — общий вид; *б* — разрез.

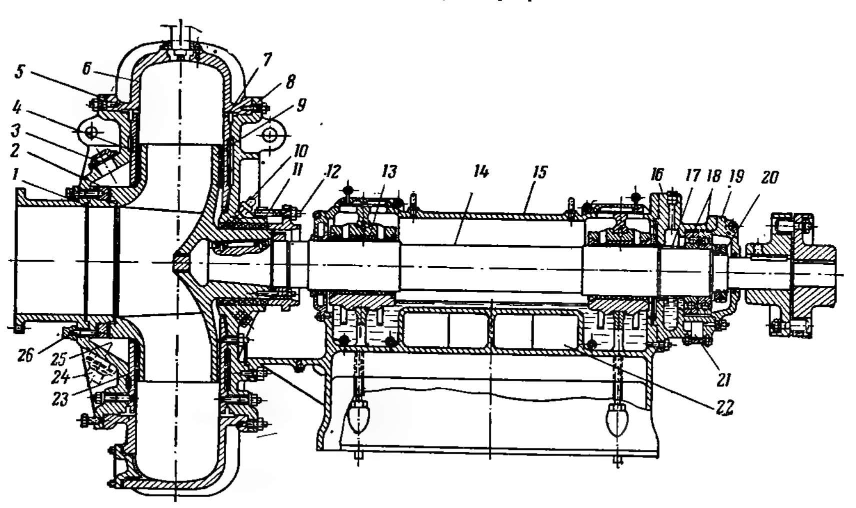


Рис. 19. Землесос типа Р:

1 и *2* — сменные защитно-уплотняющие кольца; *3* — отверстие для проверки зазоров в уплотнениях; *4* — торцовые лопатки для уменьшения износа рабочих органов; *5* — входная крышка корпуса; *6* — отвод; *7* и *23* — бронедиски; *8* — напорная крышка корпуса; *9* — рабочее колесо; *10* — отверстия в корпусе; *11* — корпус сальника; *12* — фланец для закрепления колеса на валу; *13* — вкладыш подшипника; *14* — вал; *15* — опорная стойка для подшипников; *16* — корпус пяты, *17* — распорная втулка; *18* — шариковая пята из двух радиальных шарикоподшипников; *19* — крышка пяты; *20* — гайка для закрепления на валу внутренних обойм подшипников при помощи распорной втулки; *21* — камеры в корпусе пяты, куда подводится вода для охлаждения смазочного масла; *22* — аналогичная камера в корпусе опорной стойки; *24* — подвод чистой напорной воды; *25* — полость контроля зазоров уплотнения и подвода чистой воды; *26* — болт для регулирования зазора уплотнения.

Землесос типа *Р* показан на рисунке 19. Корпус *6* и рабочее колесо *9* изготовлены из литой стали, а вал *14* — из кованой. Входной патрубок расположен горизонтально, а напорный — под углом 90° к оси и направлен у землесоса 12Р-7 вниз или вверх, а у землесоса 20Р-11 вверх. Для защиты от быстрого износа крышек входной и напорной сторон землесоса служат бронедиски *23* и *7*, изготовленные из литой стали. Оригинальным конструктивным устройством у землесоса является отверстие *3*, благодаря которому можно проверять зазоры в уплотнениях при подводе воды.

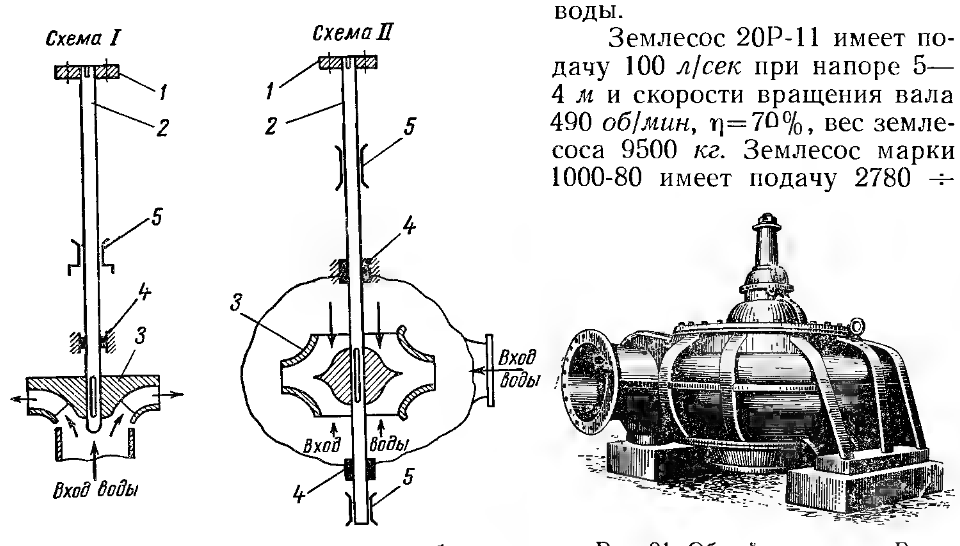


Рис. 20. Схемы вертикальных центробежных насосов:

1 — муфта; *2* — вал; *3* — рабочее колесо; *4* — сальник; *5* — подшипник.

Рис. 21. Общий вид насоса В

Землесос 20Р-11 имеет подачу 100 *л/сек* при напоре 5—4 *м* и скорости вращения вала 490 *об/мин*, $\eta=70\%$, вес землесоса 9500 *кг*. Землесос марки 1000-80 имеет подачу 2780 ÷ ÷3340 *л/сек* при напоре 80 *м* и скорости вращения 300 *об/мин*, $\eta=73 \div 76\%$; вес его 26 500 *кг*. Этот крупный землесос применяют на больших гидротехнических стройках. В соответствии с последним ГОСТ 9075—63 (насосы центробежные грунтовые) грунтовые насосы (землесосы) обозначаются Гр. Они изготовляются следующих типов: Л — легкие однокорпусные; Р — легкие с футеровкой из резины; Т — тяжелые двухкорпусные с защитой из износоустойчивых металлов. Подача грунтовых насосов колеблется от 7 до 16 000 *м³/час*, а напоры — от 8 до 80 *м* вод. ст. Примеры обозначения грунтовых насосов: 5ГрЛ-8, 10ГруТВ-8; 5ГрРВ-8, где 5, 10,5 — диаметры входных патрубков в миллиметрах, уменьшенные в 25 раз; Гр — грунтовый; Гру — грунтовый, проточная часть увеличенного сечения; Л — легкий однокорпусный; Т — тяжелый двухкорпусный; Р — футеровка резиной; В — вертикальное расположение вала; 8 — ω_s во всех трех случаях.

Центробежные насосы бывают и вертикального исполнения, то есть с вертикальным валом. Имеется три типа этих насосов: 1) стационарные, устанавливаемые в помещении насосной станции; 2) глубокие для скважин (артезианские центробежные насосы); 3) подвесные (подъемные насосы для шахт).

Стационарные центробежные насосы с вертикальным валом — это обычно одноступенчатые и в очень редких случаях многоступенчатые насосы, имеющие в основном те же детали, что и горизонтальные. На рисунке 20 показаны схемы вертикальных насосов. На схеме *I* приведен насос с односторонним входом воды на колесо. Осевая сила и вес вращающихся частей насоса воспринимаются пятой электродвигателя. За муфтой, по направлению к электродвигателю, расположен вертикальный трансмиссионный вал; при длине его более 3 *м* устанавливаются

один или несколько направляющих подшипников, в зависимости от расстояния между валами насоса и электродвигателем. Насос подобного типа обозначается буквой В, а марка насоса аВ-ω_s.

На схеме II показан одноступенчатый насос с двухсторонним входом воды на колесо. Тип насоса обозначается ДВ (В — вертикальный), а марка его bНДαВ; обозначения те же, что и для горизонтальных насо-

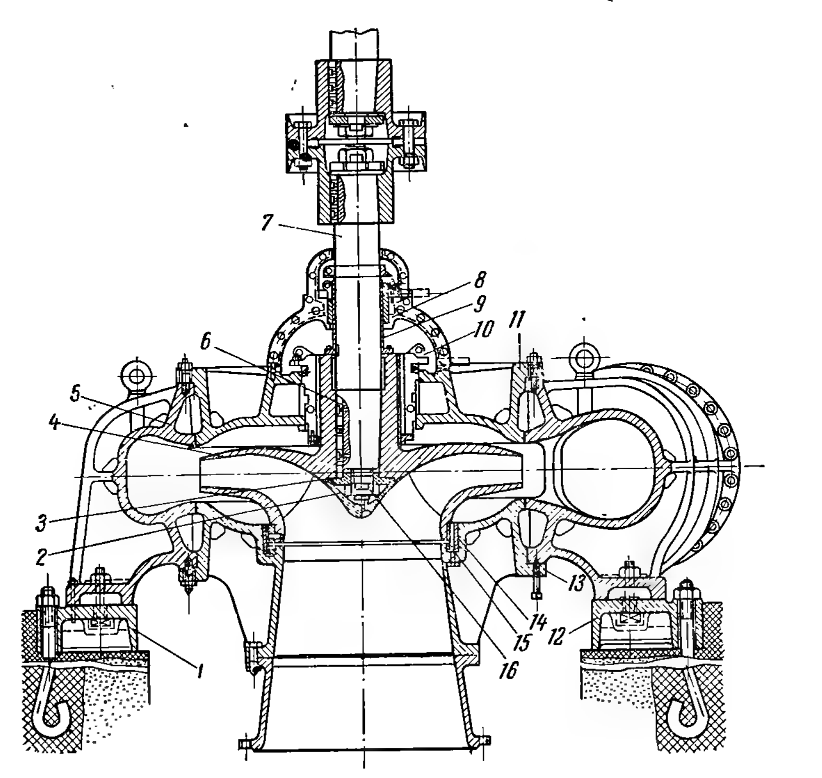


Рис. 22. Разрез насоса В.

сов типа Д. Осевая сила насоса воспринимается пятой электродвигателя. Между валом насоса и частями трансмиссионного вала устанавливается промежуточный вал (обычно длиной не менее 1,5 *м*), который можно удалить при демонтаже насоса.

На рисунке 21 дан общий вид насоса В, а на рисунке 22 — его разрез. Этот насос по конструкции напоминает рассмотренный выше горизонтальный насос К, поставленный вертикально. Однако между ними имеется и существенная разница; в насосе В усилия действуют вертикально по оси насоса, радиальные усилия уравновешиваются, поэтому опорные детали имеют иное конструктивное назначение, чем у насоса К. Наличие вертикального вала, иногда значительной длины, ставит перед конструкторами особые задачи, так как для уменьшения возникающих колебаний вала приходится устанавливать направляющие подшипники в трансмиссионной части вала. Кроме того, вертикальный электродвигатель должен быть особой конструкции, так как его пята уравновешивает все вертикальные усилия агрегата.

Насосы В широко применяют в оросительных насосных станциях и в насосных станциях перекачки на судоходных каналах. Например, на Маринской насосной станции на Волго-Донском судоходном канале имени В. И. Ленина установлены насосы марки 70В-36; их производительность 13—18 *м*^{3}/*сек* и напор 18,5—20,5 *м*.

Рабочее колесо *4* насоса чугунное (рис. 22), корпус *5*, нижняя *15* и верхняя *13* крышки корпуса изготовляются из модифицированного чугуна, а вал *9* — из стали. Входной патрубок составляет одно целое с деталью *15* и направлен вертикально вниз (следовательно, насос имеет осевой вход воды на колесо); напорный патрубок расположен горизонтально под углом 90° к оси насоса. Спиральный корпус *5* снаружи имеет тавровые ребра и опирается двумя лапами на фундаментные плиты *14* и *1*; шпонка *6*, гайка *18* и шайба *3* служат для закрепления колеса *4* на валу *9*. Колпак-обтекатель *2* служит для лучшего направления потока при входе на лопатки колеса, а защитные кольца *16* и *17* — для уплотнения. Сальник насоса состоит из корпуса *10*, крышки *8* и набивки *7*; *11* — сменная втулка для защиты вала от истирания набивкой сальника. Опорой вала служит подшипник *12* трения скольжения. Смазка подшипника водяная, вкладыши лигнофолевые.

Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода сверху. К такому насосу вода подводится снизу, поэтому подземная часть насосных станций с насосом В по конструкции представляет собой бетонный блок, в котором и помещается труба, подводящая воду к насосу.

Таким образом, в насосном помещении подводящие трубы заложены в блоке, и только напорные трубы располагаются на полу помещения. Для крупных насосных станций это является довольно удачным конструктивным решением.

Фекальные вертикальные насосы похожи на насосы В для чистой воды. Они имеют колеса с односторонним подводом воды снизу на колесо. Различие состоит в том, что у фекальных насосов число лопаток доведено до четырех, а также имеются устройства против засорения и изнашивания деталей.

Марка фекальных насосов для малой подачи (до 40 *л/сек*) обозначается bФВ-ω_sМ, где b — диаметр напорного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; Ф — фекальный; В — вертикальный; ω_s — быстроходность колеса, уменьшенная в 10 раз; М — модернизированный. Например, в обозначении 4ФВ-5М принято $\omega_s = 5$. Крупные насосы (например, производительностью 1 *м³/сек* и выше) имеют марки аФВ-ω_s, где а — диаметр входного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз, остальные обозначения те же.

Вертикальные насосы ДВ в настоящее время сняты с производства, но в связи с тем, что они установлены на ряде насосных станций, приведем краткое их описание. Общий вид этого насоса показан на рисунке 23, а его разрез — на рисунке 20. Читателям предлагается самим определить, какие детали имеет насос и чем они отличаются от деталей горизонтальных насосов.

Для вскрытия, осмотра, ремонта и замены рабочих органов без снятия с фундамента, и демонтажа трубопроводов и электродвигателя предусмотрена особая конструкция насоса с разъемом в вертикальной плоскости по оси вала и горизонтальным расположением патрубков, направленных в разные стороны.

Вертикальные насосы Д имеют два подшипника скользящего трения, связанных с корпусом насоса (смазка масляная), и два сальника с гидравлическим уплотнением. К недостаткам этого насоса следует отнести некоторую громоздкость конструкции; горизонтальный подвод воды к насосу вынуждает укладывать всасывающие трубы на полу насосного помещения, что усложняет эксплуатацию насосной станции. Однако насосы ДВ имеют также ряд преимуществ перед насосами В. Двухсторонний подвод воды к колесу лучше уравновешивает осевые усилия, чем односторонний. При прочих равных условиях (например, $QH\omega_s$) скорость вращения вала насоса Д на 41% больше, чем у насо-

са В. Это дает возможность получить те же значения Q и H при меньших габаритах насоса.

При больших подачах преимущества имеет насос В, так как он обеспечивает удобство расположения подводящих труб в блоке насосного помещения и простоту конструкции проводящей части насоса.

Артезианские центробежные насосы (глубокие насосы для скважин) можно разделить на две группы: 1) насос опускается в скважину, а двигатель располагается над скважиной; 2) насос и электродвигатель заключаются в стальной цилиндр и опускаются в скважину до требуемой отметки. В первом случае насос соединяется с электродвигателем длинным валом (трансмиссией), расположенным в напорной трубе (подобные насосы, изобретенные инженером Пушечниковым, иногда называются насосами Фарко). Насос такого типа обозначается А, то есть артезианский. Во втором случае к электродвигателю сверху по особому кабелю подводится ток. Такие насосные агрегаты называются погружными или подводными мотор-насосами. Насос этого типа обозначается Ап (артезианский погружной — прежняя маркировка) и новая единая серия ЭЦВ (Э — привод от погружного электродвигателя; Ц — центробежный; В — для подъема воды). Насосы марки Ап выпускаются сейчас наряду с насосами марки ЭЦВ.

В настоящее время конструкторы работают над уменьшением наружного размера корпуса насосов А и ЭЦВ, так как при этом уменьшается и диаметр обсадной трубы скважины. В этих целях начали применять рабочие колеса с повышенной быстроходностью, с лопатками удлиненной формы. Такие колеса имеют меньший диаметр, что, в свою очередь, уменьшает поперечные размеры корпуса, а следовательно, и диаметр скважины. Для очень узких скважин применяют многоступенчатые насосы с осевыми (пропеллерными) колесами.

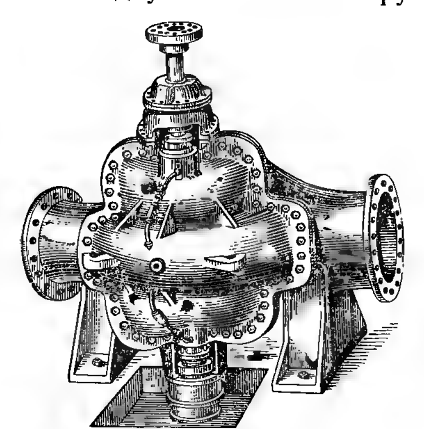


Рис. 23. Общий вид насоса ДВ.

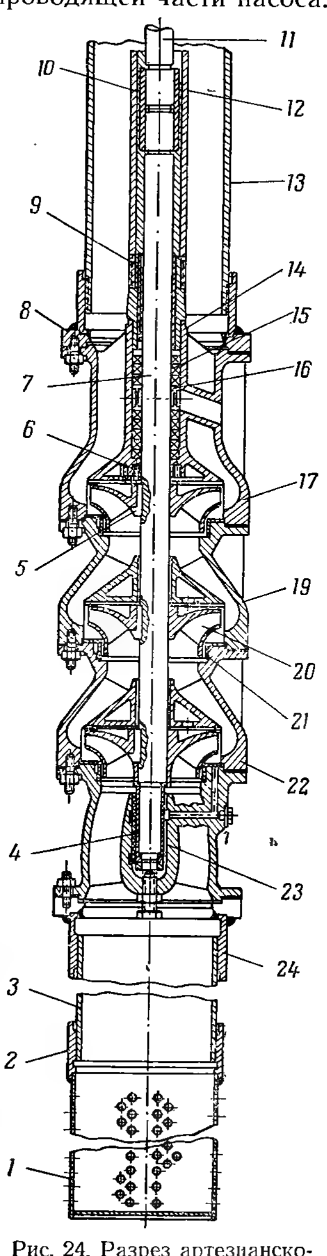


Рис. 24. Разрез артезианского насоса А.

Промышленность изготовляет артезианские насосы А трех марок: $d_{скв}$ А-$\omega_s \times i$, $d_{скв}$ НА$\times i$ и АТН-$d_{скв}$, где $d_{скв}$ — диаметр скважины в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; ω_s — быстроходность колеса, уменьшенная в 10 раз; i — число ступеней; Н — насос; Т — турбинный.

На рисунке 24 приведен разрез насоса марки $d_{кв}$ А-$\omega_s \times i$, к основным узлам которого относятся собственно насос, трансмиссия, находящаяся в напорной трубе, расположенной внутри скважины, и опорная часть с электродвигателем. Насосы А и НА для скважин 12″ имеют одно и то же значение $\omega_s = 18$ и отличаются только числом ступеней и пятой, воспринимающей осевые силы.

Насос состоит из отдельных секций, число которых соответствует требуемому напору. В нашем случае их восемь. Нижний *22*, верхний *17* и основной *19* корпуса соединены фланцами при помощи шпилек. Верхняя часть всасывающей трубы *3* соединена с нижним корпусом фланцем *24*, а к нижней части трубы присоединяется муфтой *2* приемная сетка *1*. Рабочие колеса *20* закреплены на стальном валу *7* шпонками *5*. Для уплотнения и защиты корпусов секций от износа у входа и колеса имеются защитно-уплотняющие кольца *21*. Секции трансмиссии (вала) соединяются муфтой *10*. У сальника располагается кожаная манжета *6*.

В нижнем корпусе установлен текстолитовый подшипник *4*. Вал защищен от износа и коррозии втулкой *23* из нержавеющей стали. В верхнем корпусе имеется сальник К его основным деталям относятся корпус *14*, кожаная манжета *5*, сальниковая набивка *15* и кольцо *16* для отвода жидкости, просачивающейся через сальник. Верхний корпус секции *17* присоединен муфтой-подшипником *9* к внутренней трубе *12* трансмиссии, а фланцем *8* с резьбой — к внешней напорной трубе *13*. Промежуточный текстолитовый подшипник *18* имеется у насоса $d_{скв}$А-$\omega_s \times i$, но его нет у насоса $d_{скв}$НА$\times i$.

Трансмиссионный вал *11* вращается в заполняемой маслом трубе *12*, состоящей из отдельных частей длиной по 1,75 *м*. Каждая секция трансмиссии имеет по два вала, соединенных муфтой *10*. Напорные трубы секций соединены муфтами. В стыках напорного трубопровода установлены опорные крестовины, центрирующие внутреннюю трубу трансмиссии. Опорная часть устанавливается над скважиной. Для уравновешивания осевых усилий в опорной части имеются радиальный и упорный шарикоподшипники. Эта конструкция расположена на пяте, которая и воспринимает осевые усилия и вес вращающихся деталей. Валы трансмиссии и электродвигателя соединяются жесткой муфтой.

При установке насосного агрегата надо обеспечивать строго вертикальное расположение вала трансмиссии и правильность монтажа, условия которого излагаются в подробных инструкциях, высылаемых вместе с агрегатом.

Насос АТН-$d_{скв}$ отличается от рассмотренного конструкцией проточной части. Рабочие колеса у этих насосов открытого типа, то есть с одним диском, который отлит заодно с шестью пространственными лопатками и со ступицей, имеющей коническую расточку. Лопатки, проточенные под углом 45°, прилегают к соответствующей конической расточке направляющего аппарата с зазором, который регулируется подъемом или опусканием вала. Рабочие колеса крепятся на валу разрезными конусными втулками, которые заклинивают на валу колеса. Направляющий аппарат представляет собой чугунную отливку, во внутренней полости которой расположены изогнутые лопатки, направляющие воду от одного колеса к другому [4].

Артезианские насосы типа А изготовляют также для больших скважин и колодцев. Насосы для скважин диаметром 20 и 24″ подают от 176 до 334 *л/сек* при напорах от 22 до 102 *м вод. ст.* Они предназнача-

ются для орошения, понижения грунтовых вод, осушения шлюзов и всасывающих камер гидротурбин, для городского и промышленного водоснабжения и т. д. Марка насоса $d_{скв}$А-18×i.

При установке всех артезианских насосов типа А в скважине необходимо, чтобы динамический уровень воды совпадал, как правило, с напорным фланцем верхнего корпуса насоса, то есть все секции насоса должны находиться под заливом. Однако для насоса 12А допускается, чтобы наинизший уровень воды в скважине при его пуске затоплял по крайней мере нижнюю его секцию. В этом случае отпадает необходимость в установке приемного клапана на всасывающей линии. Дно приемной сетки должно быть расположено на расстоянии не менее 1,5—2,0 *м* от забоя скважины. При твердых грунтах это расстояние может быть снижено до 0,5 *м*. Для насосов типа А рекомендуется, чтобы возможный наинизший уровень воды в скважине диаметром 20 или 24″ находился не ниже 1 *м* над фланцем верхнего корпуса. При наличии приемного клапана условия затопления насоса изменяются [4].

Недостатки рассмотренных насосов: 1) нет доступа к насосу, работающему в скважине; 2) необходимость при больших напорах или небольшом диаметре скважины устанавливать два насоса — один в скважине, другой на поверхности земли (насос, помещенный в скважине, является водоподводящим для главного насоса, установленного вне скважины); 3) трудность монтажа насоса (вала, направляющих подшипников и муфт); 4) необходимость тщательного наблюдения за смазкой и работой упорной пяты; 5) изнашивание вала от песка и коррозии; 6) наличие больших щелевых потерь у насоса АТН, что заставило конструкторов сделать колеса закрытыми, как у насосов А; конструкция с открытыми рабочими колесами сохраняется лишь у насоса 16 АТН.

Несмотря на указанные недостатки, артезианские насосы типа А при правильной их установке и эксплуатации обладают преимуществами перед поршневыми штанговыми насосами и эрлифтами. Центробежные насосы не содержат частей, движущихся поступательно, как у поршневых насосов; последние менее надежны в эксплуатации из-за разрыва или разъединения штанг, обрыва нарезок в муфтах. По сравнению с эрлифтами центробежные насосы обладают более высоким к. п. д., сравнительно простым устройством электрооборудования и не требуют специально обученного персонала, который необходим при эрлифтах по уходу за компрессорами.

Указанные недостатки центробежных насосов типа А заставили конструкторов-гидромашиностроителей создать погружные насосы типа Ап и далее ЭЦВ, в которых электродвигатель соединен непосредственно с насосом и агрегат встроен в стальной корпус, опущенный в скважину. Внутри обсадной трубы расположены напорная труба и кабель. Автоматическое устройство по управлению агрегатом вынесено в подземное помещение, как это изображено на рисунке 25.

На рисунке 26 показан общий вид насосного агрегата; электродвигатель *1* помещается вверху, а насос *2* — внизу. Вода всасывается через трубу *3*, а подаваемая насосом вода, пройдя кольцевое пространство, окружающее электродвигатель, подается в напорную трубу. На рисунке 27 показан общий вид агрегата с обратным расположением электродвигателя и насоса; насос *2* расположен вверху, а электродвигатель *1* — внизу. В этом случае подвод воды к насосу происходит через особую коробку *3* с отверстиями, расположенную между насосом и двигателем, а нагнетание непосредственно в напорную трубу осуществляется через обратный клапан. Конструкция представляет собой многоступенчатый насос в вертикальном исполнении. Рабочие колеса могут быть осевые-радиальные, диагональные (как у АТН) и осевые.

Главное в агрегате — это электродвигатель. Конструкция электродвигателя для погружного насосного агрегата прошла ряд этапов раз-

вития. Вначале вода не допускалась в «сухой» электродвигатель, для чего особый компрессор подавал сжатый воздух в его корпус, как показано на рисунке 25. Затем чистая вода или другая жидкость наполняла ротор двигателя, статор был изолирован от жидкости особым цилиндром из резины или из тонкой стали, обладающей высокой прочностью и электромагнитной проницаемостью [6]. Теперь весь электро-

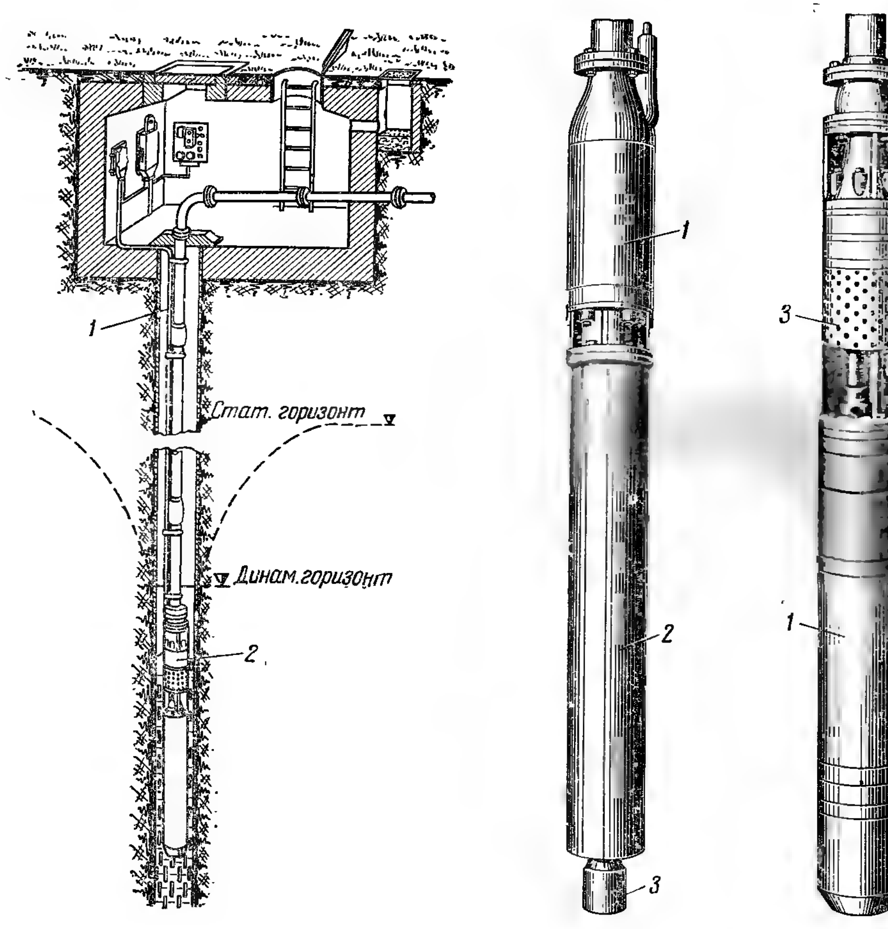


Рис. 25. Насосная установка с насосом АП:

1 — кабель; 2 — насос А.

Рис. 26. Артезианский погружной насос с верхним расположением электродвигателя.

Рис. 27. Артезианский погружной насос с нижним расположением электродвигателя.

двигатель заполняется чистой водой, обмотка статора выполнена из круглой медной проволоки с полихлорвиниловой изоляцией, допускающей длительную работу в воде. Для управления агрегатом предусмотрена специальная станция. На рисунке 28 показаны: станция управления, насосный агрегат, выходная часть трубопроводов из скважины с обратным клапаном и задвижкой, а также напорная труба. В настоящее время нельзя сделать вывод о полной стабилизации агрегата АП, так как опыт эксплуатации таких насосов еще недостаточен. Однако эти агрегаты имеют большую будущность, так как отличаются простотой монтажа, несложностью управления при наличии электроэнергии, способностью работать в искривленных скважинах. Все это ставит их в преимущественное положение перед прочими глубокими насосами.

На рисунке 29, *а* изображен разрез погружного (подводного) цент-

робежного насоса прежней марки Ап. В этой конструкции электродвигатель помещен внизу, а насос — под ним вверху. Рабочее колесо *10* соединяется с направляющим аппаратом *9*. Между двумя колесами находится промежуточная часть *7*. Все шесть колес с направляющими аппаратами размещены в корпусе *11* насоса. Вход воды осуществлен через нижний патрубок *12*, далее вода последовательно проходит через колеса и через верхний патрубок *1* подается в напорную трубу. Все рабочие колеса шпонкой *8* заклинены на валу *2* насоса. В нижний патрубок *12* запрессован лигнофолевый вкладыш *14*, а в верхний *1* — такой же вкладыш *3*. Вал насоса соединяется с продолжением вала электродвигателя соединительной муфтой *13*.

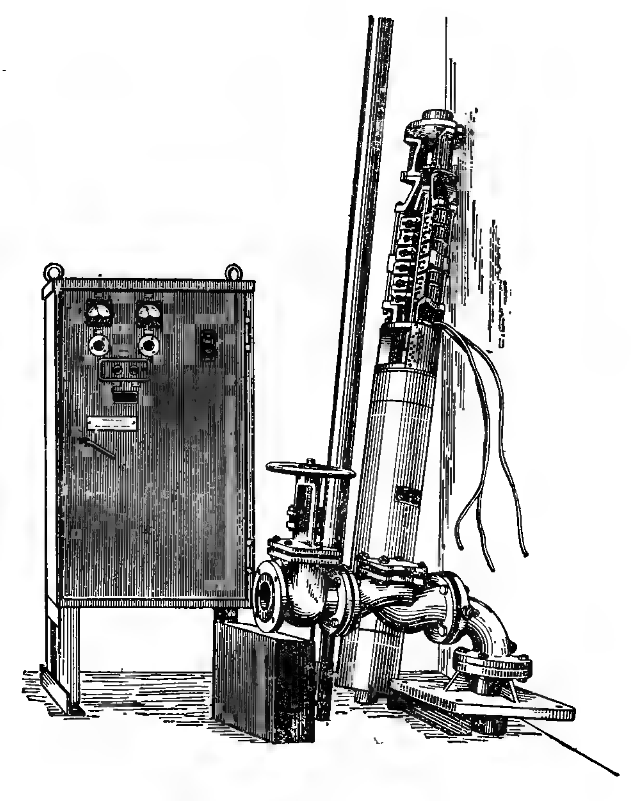


Рис. 28. Вид установки насоса АП и поднятый насос.

Электродвигатель представляет собой основную часть насосного агрегата и состоит из следующих главных узлов: статора, ротора и двух щитов — верхнего и нижнего. В верхней части его корпуса находится входная сетка насоса (рис. 28). Верхняя часть щита двигателя заканчивается фланцем для присоединения насоса. В нижнем щите двигателя, который в конструктивном отношении выполнен, как подшипник, запрессована текстолитовая втулка. Последняя вместе с другой втулкой на валу образует радиально-упорный подшипник, уравновешивающий как радиальную, так и осевую нагрузку, передаваемую насосом.

Смазка опор и охлаждение производятся у насоса *рабочей жидкостью*. Для пуска насос должен постоянно находиться под заливом, вследствие чего наинизший динамический уровень воды в скважине должен быть выше плоскости верхнего фланца верхнего патрубка. Электродвигатель должен быть залит чистой жидкостью перед опусканием агрегата в скважину, а вода скважины является охлаждающей жидкостью наружной поверхности корпуса электродвигателя.

Автоматическое устройство защиты электродвигателя от понижения уровня воды в скважине заключается в установке струйного реле, подающего импульс на установку двигателя в момент понижения уровня ниже допустимого. Расстояние от нижнего фланца электродвигателя до дна скважины для рассмотренного выше насоса должно быть равным 1 *м*. Сборку насоса можно вести отдельно от двигателя, так как насос имеет два самостоятельных подшипника, что создает большое удобство в эксплуатации [7, 8].

На рисунке 29, *б* приведен разрез погружного насоса единой серии ЭЦВ-4-2-25 (насос электрический центробежный, водоподъемный; 4 — диаметр скважины в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; 2 — подача

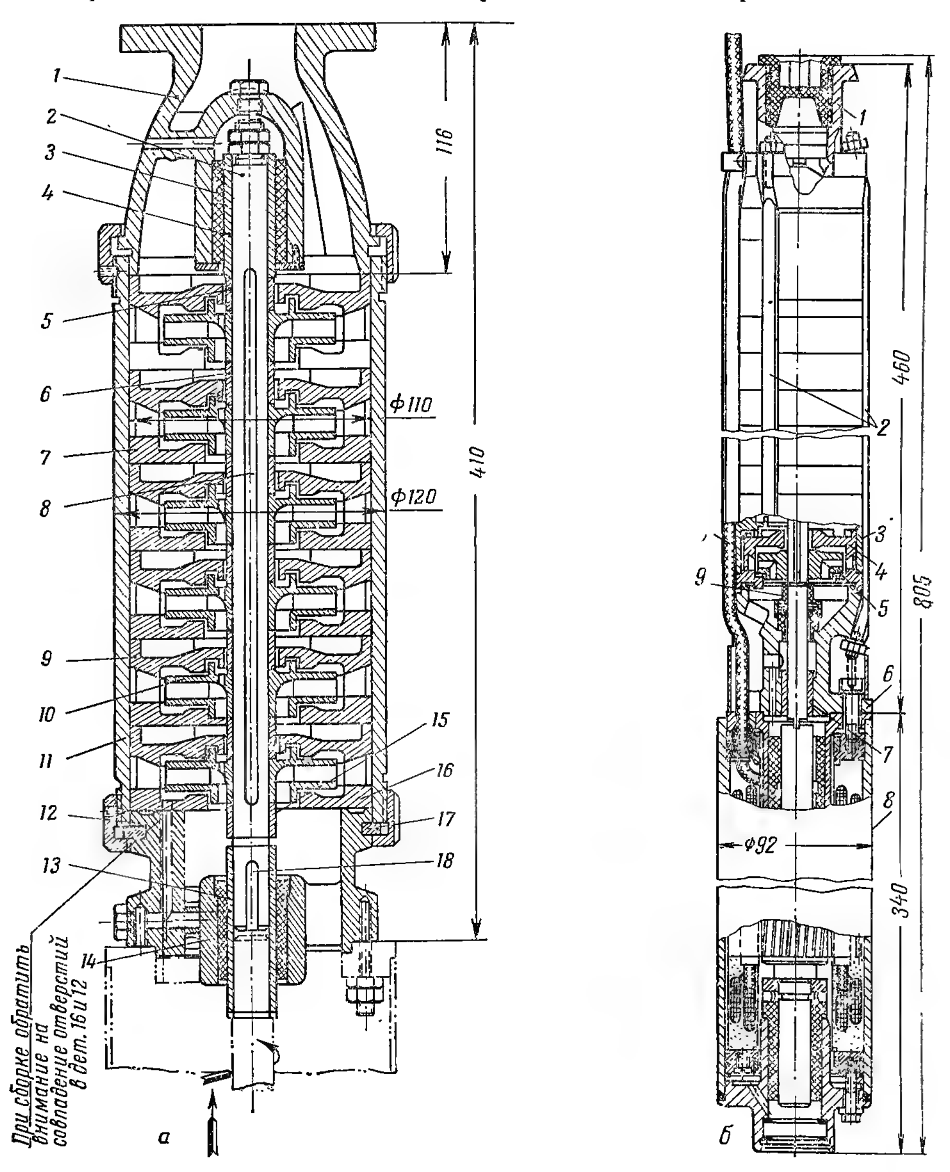


Рис. 29. Разрезы погружных насосов:

а — марки АП; *1* — верхний (нагнетательный) патрубок; *2* — вал; *3* и *14* — лигнофолевые вкладыши подшипников; *4* — втулка подшипника (она же защитная втулка для вала и распорная втулка); *5, 6, 15* — дистанционные распорные втулки; *7* — промежуточная часть (кольцо); *8* — шпонка; *9* — направляющий аппарат; *10* — рабочее колесо; *11* — корпус насоса; *12* — нижний (входной) патрубок; *13* — соединительная муфта валов насоса и электродвигателя; *17* — закидное колесо из двух половин; *18* — шпонка. *б* — марки ЭЦВ-4-2-25: *1* — головка насоса; *2* — стяжные стальные полосы с гайками; *3* — корпус насоса; *4* — направляющие аппараты; *5* — рабочие лопастные колеса; *6* — всасывающая секция; *7* — вкладыш (втулка) подшипника из графита; *8* — электродвигатель ПЭДГ-0,37-92; *9* — сменное опорное кольцо; *10* — электрокабель.

в *м*³/*час*; 25 — напор в метрах). Насосы ЭВЦ выпускаются в настоящее время пятнадцати типоразмеров с подачей от 2 до 360 *м*³/*час* и напором от 25 до 675 *м*. Они представляют собой центробежные, многоступенчатые, секционные, вертикальные насосы с закрытыми лопастными колесами одностороннего входа и могут применяться для водоснабжения,

понижения уровня грунтовых вод, осушения горных выработок и др. Корпуса секций (*3*) насосов для скважин 100 *мм* — чугунные или пластмассовые, для скважин 200 *мм* — пластмассовые на металлической основе. Направляющие аппараты (*4*) и лопастные колеса (*5*) насосов для скважин до 250 *мм* изготовляются из пластмассы. Все основные детали насосов для скважин 250 *мм* и более выполняются из чугуна. Валы насосов выполняются из стали. Рабочие колеса насосов ЭЦВ-4 имеют плавающую посадку, позволяющую им перемещаться в пределах заданных допусков, вдоль вала. Рабочие колеса остальных насосов закрепляются с помощью шпонок и гаек, а расстояние между ними фиксируется дистанционными распорными втулками. У крупных насосов 350 и 400 *мм* предусмотрены еще и защитные втулки. Вес вращающихся деталей ротора и осевая сила насосов ЭЦВ-4 воспринимаются сменным опорным кольцом (*8*), а у остальных насосов — самоустанавливающейся резиновой гидродинамической пятой, расположенной в корпусе всасывания с устройством разгрузочных отверстий у втулки колеса. У насосов ЭЦВ-4 подшипники вала скользящего трения с графитовыми вкладышами, а у более крупных с резиновыми. Смазка и охлаждение подшипников производятся водой, откачиваемой из скважины. Валы насоса и электродвигателя соединяются муфтой, кроме насосов ЭЦВ-4, у которых это соединение шлицевое. Входные отверстия для воды во всасывающей секции (6) закрыты металлической сеткой для защиты деталей насоса от крупных образованных частиц. В верхней части корпуса насоса помещается обратный клапан. Привод насосов ЭЦВ-4 осуществляется погружными асинхронными однофазными водозаполненными электродвигателями марки ПЭДТ, статор которых изолирован от воды цилиндрическим экраном. У остальных насосов применены погружные асинхронные трехфазные водозаполненные или маслозаполненные электродвигатели типа ПЭДВ или МАП-3.

Подвесные (опускные) насосы служат для осушения шахт. Марка такого современного насоса обозначается аПШ-$\omega_s \times i$, где а — диаметр входного патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; П — подвесной; Ш — шахтный; ω_s — быстроходность колеса, уменьшенная в 10 раз и округленная; i — число рабочих колес. Выпускаемый насос имеет а=5; $\omega_s=11$ 1/*сек*; $i=27$. Рабочие колеса бронзовые, открытые (как у насосов АТН), закрепляются на валу конической зажимной втулкой.

Классификация центробежных насосов. Центробежные насосы можно классифицировать по нескольким признакам.

I. По числу колес (ступеней): а) одноколесные (одноступенчатые) (рис. 10, 13); б) многоколесные (многоступенчатые), с последовательным движением воды через колеса (рис. 16, 17).

II. По создаваемому напору: а) низконапорные (напор до 20—25 *м*); б) средненапорные (от 20 до 60 *м*); в) высоконапорные (свыше 60 *м*).

III. По способу подвода воды на колесо: а) с односторонним подводом воды на колесо (рис. 10, 16, 17, 18, 19); б) с двухсторонним подводом воды на колесо (рис. 14).

IV. По расположению вала: а) горизонтальные; б) вертикальные.

V. По способу разъема корпуса: а) с горизонтальным разъемом (рис. 14, 17); б) с вертикальным разъемом (рис. 10, 16, 18, 19).

VI. По быстроходности: а) при $\omega_s=6$ — тихоходные колеса; б) при $\omega_s=9$ — нормальные; в) при $\omega_s=15$ и выше — быстроходные. Геометрическая форма рабочего колеса зависит от его быстроходности.

Осевые (пропеллерные) насосы. На рисунке 30 показано рабочее колесо осевого насоса. Оно состоит из трех лопастей, закрепленных на

втулке, и представляет собой пропеллер, поэтому такие насосы и называются пропеллерными.

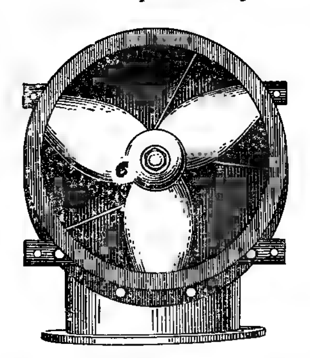


Рис. 30. Осевой насос — вид снизу (видно трехлопастное рабочее колесо).

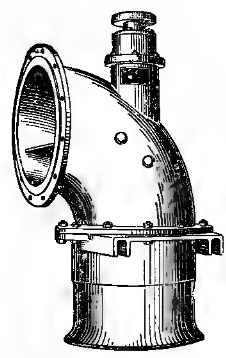


Рис. 31. Общий вид осевого насоса.

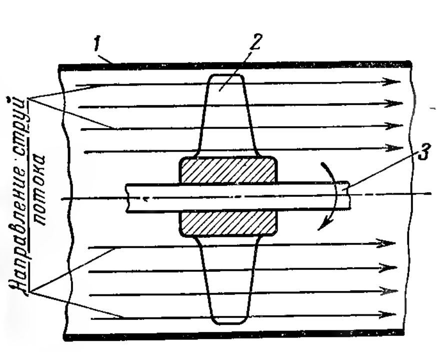


Рис. 32. Схема движения потока в осевом насосе:
1 — труба; *2* — лопатка; *3* — вал.

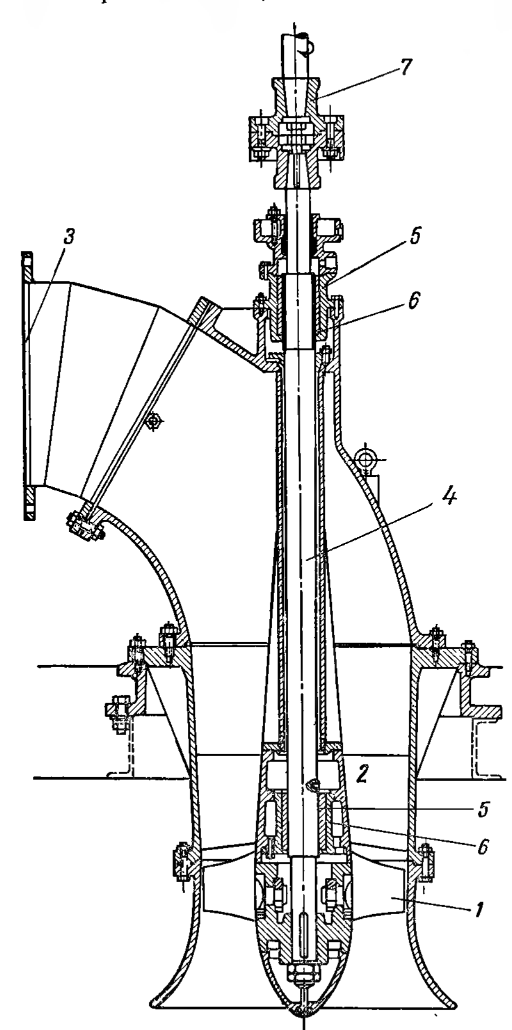


Рис. 33. Разрез вертикального осевого насоса:
1 — рабочее колесо; *2* — выправляющий аппарат; *3* — отвод; *4* — вал, защищенный трубой; *5* — вкладыш подшипника; *6* — подшипник; *7* — муфта.

Рабочее колесо расположено в корпусе пропеллерного насоса (рис. 31).

Схема движения потока жидкости внутри насоса изображена на рисунке 32, струйки жидкости показаны линиями, параллельными оси колеса, откуда пропеллерные колеса и получили название осевых.

В действительности движение потока более сложное, чем это изображено на рисунке 32.

На рисунке 33 представлен осевой одноколесный насос. Рабочее колесо *1* имеет четыре стальные лопасти. Выправляющий аппарат *2* с неподвижными лопатками, чугунный отвод *3* изготовлен в виде колена, входной и выходной патрубки чугунные. Вал *4* вращается в двух подшипниках *6*, имеющих вкладыши *5*; осевые усилия воспринимаются пятой. Вал насоса соединен муфтой с валом *7* электродвигателя.

Крупные насосы имеют устройства для поворота лопастей на определенный угол. В небольших насосах лопасти наглухо закреплены на втулке. По характеристикам насоса заказчик сообщает заводу-изготовителю необходимый угол установки лопастей. Насосы с поворотными лопастями

называются осевыми с поворотными лопастями (иногда их называют насосами Каплана; Каплан впервые создал гидротурбину с поворотными лопастями).

При вращении вала действие лопаток на жидкость создает напор насоса. Пропеллерные насосы относятся к низконапорным. Напор, развиваемый одноколесным насосом, в среднем колеблется от 2 до 10 *м*, что не исключает, конечно, получения меньших и больших напоров, сверх указанных. Пропеллерные насосы применяются для получения высокой производительности. Построенные в СССР пропеллерные насосы для насосных станций канала имени Москвы обеспечивают производительность 25 *м³/сек* при напоре 8,5 *м* и скорости вращения вала 214 *об/мин.* На Волго-Донском канале имени В. И. Ленина на двух насосных станциях установлены насосы производительностью по 15 *м³/сек.*

Пропеллерные насосы не так чувствительны к загрязнению жидкости (что вызывает износ и истирание лопаток), как центробежные, поэтому в случае небольших напоров они имеют преимущество перед центробежными при водозаборе из рек и каналов, несущих наносы. Особенно много таких насосов установлено на мелиоративных насосных станциях как в СССР, так и за рубежом.

Для получения напоров более 10 *м* применяют двуступенчатые и трехступенчатые пропеллерные насосы. Их изготовляют с вертикальным или горизонтальным валом. В первом случае насосы называются вертикальными, во втором — горизонтальными. Марка вертикального насоса обозначается О, ОП, а горизонтального ОГ. Горизонтальные насосы могут быть с вертикальным и горизонтальным разъемом. Вертикальные насосы старых марок 48ПрВ-58 и 48ПРВ-58×2 имеют вертикальный разъем корпуса, что очень удобно для осмотра колеса и деталей без демонтажа установки.

Классификация пропеллерных насосов. Пропеллерные насосы можно классифицировать по нескольким признакам.

I. По числу колес (ступеней): а) одноколесные или одноступенчатые; б) многоколесные или многоступенчатые (то есть с последовательным расположением колес); в) с поворотными (ОП) или глухими лопастями (О) [ГОСТ 9366—60].

II. По создаваемому напору: а) низконапорные; б) средненапорные (то есть для напора свыше 20 *м*).

III. По расположению вала насоса: а) горизонтальные; б) вертикальные.

IV. По способу отвода воды: а) с осевым отводом (рис. 33); б) со спиральным отводом (сейчас встречаются редко). В настоящее время ГОСТ рекомендованы к изготовлению осевые (пропеллерные) насосы марок О и ОП (осевой и осевой с поворотными лопастями) с диаметрами колес от 29,5 до 185 *см*, с к. п. д. от 0,81 до 0,86%. Освоен насос с диаметром колеса 250 *см* (станции канала имени Москвы), осваивается насос с диаметром колеса 260 *см.* Обозначения осевых насосов: О6-55-Г — насос осевой (О) горизонтальный, типоразмер 6, диаметр колеса 55 *см*, лопасти жестко закреплены; ОП2-110 — насос осевой с поворотными лопастями, вертикальный, типоразмер 2, диаметр колеса 110 *см.*

Винтовые (диагональные) насосы. Рабочие колеса этих насосов по конструкции очень напоминают пропеллерные и представляют собой конические пропеллеры (рис. 34). В некоторых случаях они имеют форму транспортерного шнека. Протекающий по лопаткам колеса поток имеет полуосевое направление внутри колеса. По выходе из рабочего колеса поток жидкости попадает в особый направляющий аппарат; в некоторых конструкциях насосов этот аппарат не имеет лопаток, а выполняется в виде тела вращения.

Одноступенчатые винтовые насосы относятся к низконапорным, многоступенчатые могут быть отнесены к низконапорным и к средненапорным насосам. Для горизонтальных насосов возможен как горизонтальный, так и вертикальный разъем корпуса. Винтовые насосы применяют для перекачки вязких жидкостей.

Форма корпуса у винтовых насосов цилиндрическая или довольно часто спиральная (рис. 35).

Классификация винтовых насосов. Винтовые насосы можно классифицировать по нескольким признакам.

I. По положению вала: а) горизонтальные; б) вертикальные.

II. По форме корпуса: а) с цилиндрической формой; б) со спиральной формой.

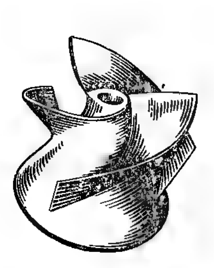


Рис. 34. Конический пропеллер винтового насоса.

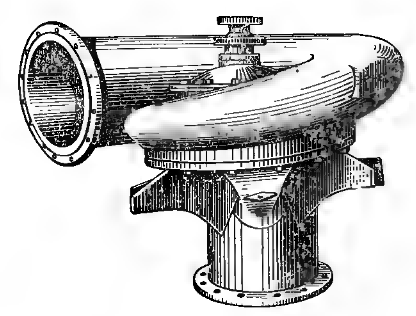


Рис. 35. Общий вид диагонального (винтового) насоса.

III. По числу ступеней: а) одноступенчатые; б) многоступенчатые с последовательным расположением колес.

В настоящее время конструкторы лопастных насосов работают в двух направлениях. Они стремятся, во-первых, уменьшить гидравлические сопротивления в проточной части машины и щелевые (объемные) потери при работе машины, во-вторых, уменьшить вес машины, модернизируя некоторые детали. Решение этих задач зависит от степени научной разработки вопросов теоретической и экспериментальной гидродинамики потока жидкости, протекающей внутри машины, а также вопросов технологии изготовления и сборки машины.

ГОСТ 6812—58 на технические условия для лопастных насосов (водяных) определяет материалы, из которых должны изготовляться детали (рабочие колеса, корпуса, опорные узлы, сменные детали, валы), правила сборки, приемки, заводских испытаний, маркировки и упаковки насосов.

§ 2. ДЕЙСТВИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ТЕЧЕНИЕ ВОДЫ В КАНАЛАХ КОЛЕСА. ВХОД И ВЫХОД ВОДЫ ИЗ КОЛЕСА

Рассмотрим сначала действие центробежного насоса при закрытой на напорной трубе задвижке. Вода, заполнившая каналы колеса, неподвижна относительно самого колеса: при вращении последнего она вращается вместе с ним. Сделаем допущение, что колесо вращается без трения внутри окружающей его воды. Каждая частица M воды, находящаяся внутри канала колеса (рис. 36), описывает окружность радиуса r, вследствие чего от действия центробежной силы развивается давление на смежных слоях жидкости.

Частица жидкости M толщиной Δr, вращаясь внутри колеса с угловой скоростью ω, ограничена с одной стороны дисками колеса при расстоянии между ними b, а с другой — плоскостями центрального

угла $\Delta\varphi$. Эта частица развивает давление ΔC, равное центробежной силе:

$$\Delta C = m \frac{u^2}{r} = m \omega^2 r, \tag{18}$$

где

$$m = \frac{\gamma r \Delta\varphi b \Delta r}{g}.$$

Эта сила развивает давление на внешнюю площадку:

$$b(r + \Delta r)\Delta\varphi = br\Delta\varphi + b\Delta r\Delta\varphi.$$

Пренебрегая бесконечно малой величиной второго порядка $\Delta r\Delta\varphi$, примем величину площадки равной $br\Delta\varphi$. Тогда давление

$$\Delta p = \frac{\Delta C}{br\Delta\varphi}. \tag{19}$$

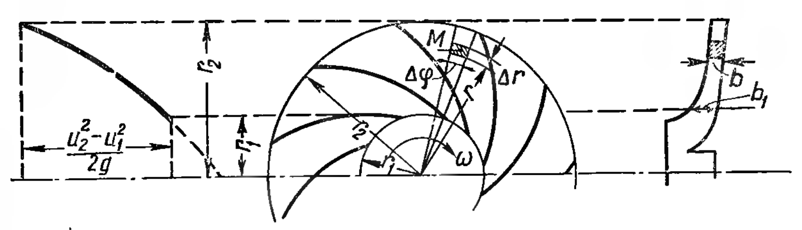


Рис. 36. Схема рабочего колеса центробежного насоса и действия центробежной силы. Параболоид вращения.

Определяя разность давлений на периферии колеса и на входной окружности, соответственно просуммировав давления, развиваемые частицами жидкости в пределах радиусов r_1 и r_2, найдем, что

$$p = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dC}{brd\varphi},$$

следовательно,

$$p = \frac{\gamma}{2g}[(\omega r_2)^2 - (\omega r_1)^2] = \gamma \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}, \tag{20}$$

откуда

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}, \tag{21}$$

где u_2 и u_1 — окружные скорости, соответствующие радиусам r_2 и r_1.

Зависимость (21) дает разность высот двух точек параболоида вращения над его вершиной. На рисунке 36 слева изображено сочетание параболоида вращения.

Из рассмотренного вытекают два следующих положения: 1) при закрытой задвижке давление p, развиваемое колесом внутри насоса, пропорционально квадрату угловой скорости вращения колеса ω по формуле (20); 2) колесо центробежного насоса может вращаться при закрытой задвижке.

При постепенном открытии задвижки на напорной трубе насоса вода, находящаяся в корпусе под давлением, создаваемым рабочим колесом, будет протекать в напорную трубу. Количество поступающей в напорную трубу воды будет зависеть от степени открытия задвижки: чем больше открыта задвижка, тем больше и количество подаваемой

насосом воды. При движении жидкости внутри колеса на смену одним частицам приходят новые; приток их обусловливается действием атмосферного давления на свободную поверхность воды в приемном колодце, куда опущена всасывающая труба насоса.

Движение воды в центробежном насосе и трубах будет при постоянных оборотах насоса установившимся. При открытой задвижке центробежная сила, развивающаяся внутри колеса насоса, используется на образование не только одного давления на периферии колеса (это давление распространяется на всю воду, заполняющую корпус, как это было при закрытой задвижке), но придает еще и кинетическую энергию воде, покидающей колесо насоса. Это наблюдается и в действительности, так как по мере открывания задвижки при постоянных оборотах насоса расход увеличивается, но развиваемое давление обычно падает.

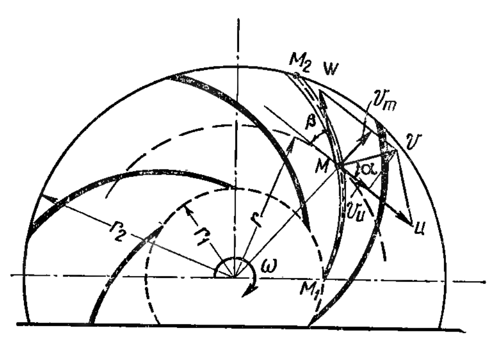


Рис. 37. Движение частицы жидкости в колесе центробежного насоса.

Рассматривая движение частицы жидкости внутри колеса, сделаем допущение, что весь поток внутри колеса состоит из одинаковых элементарных струек. Предположим также, что траектории движения частиц такие же, как профили лопаток. В этом случае поток представляется таким, каким он был бы при бесконечно большом числе бесконечно тонких лопаток, то есть осесимметричным. Иначе говоря, все линии тока конгруэнтные, а движение струек установившееся; следовательно, относительная скорость направлена по касательной к поверхности лопатки в рассматриваемой точке, а величина ее определяется уравнением неразрывности. *Такое допущение составляет основу элементарной струйной теории.* Основателем этой теории был член Петербургской академии наук Леонард Эйлер (1707—1783). Эта теория [6] послужила основой для создания центробежных гидравлических насосов, так как первые машины по конструкции рабочего колеса соответствовали струйной теории. В них длина канала значительно превосходила расстояние между лопатками, и, таким образом, все колесо состояло из большого числа узких и длинных каналов. В настоящее время рабочие колеса по конструкции значительно отошли от первоначальной формы, и к ним нельзя применить струйную теорию. Для одних рабочих колес требуются значительные коррективы теории экспериментальными данными, а для других — иные методы расчета.

Возьмем одну из частиц M (рис. 37) элементарной струйки жидкости $M_1 M_2$, находящуюся в данный момент на расстоянии r от центра.

Обозначим ω относительную скорость частицы M. Эту скорость мы могли бы наблюдать, если бы вращались вместе с рабочим колесом. Вектор скорости w представляет собой касательную к траектории относительного движения частицы M.

Кроме собственного движения со скоростью w, частица M будет участвовать еще во вращательном движении колеса со скоростью u, которая называется о к р у ж н о й (переносной). При сложении двух движений — переносного и относительного — получается абсолютное движение, то есть такое, которое увидит наблюдатель, следящий за движением воды из неподвижного окружающего пространства. Скорости движения частиц по отношению к неподвижному наблюдателю называются а б с о л ю т н ы м и.

В нашем случае абсолютная скорость v частицы M может быть получена в результате геометрического сложения векторов w и u и является диагональю параллелограмма, построенного на составляющих w и u. Угол между направлениями векторов v и u обозначается α, а между w и отрицательным направлением вектора u — β.

Разложив скорость v на две перпендикулярные составляющие по направлению u и r, легко найдем, что:

$$v_u = v \cos \alpha; \tag{22}$$

$$v_r = v_m = v \sin \alpha. \tag{23}$$

Скорость v_m в меридиональной плоскости называют меридиональной или радиальной скоростью, а v_u—тангенциальной. Из треугольника скоростей Mvu (рис. 37) непосредственно вытекает, что:

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2uv \cos \alpha = u^2 + v^2 - 2v_u u; \tag{24}$$

$$u = v_u + w \cos \beta = v_u + v_m \operatorname{ctg} \beta; \tag{25}$$

$$\frac{v}{u} = \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}. \tag{26}$$

При принятом допущении о струйном движении потока внутри колеса расход протекающей по колесу насоса жидкости

$$Q = 2\pi rbv_m, \tag{27}$$

где v_m — скорость нормальная к сечению потока, площадь которого равна $2\pi rb$.

Эта площадь представляет собой боковую поверхность цилиндра радиусом r и высотой b, соответствующей расстоянию между дисками колеса.

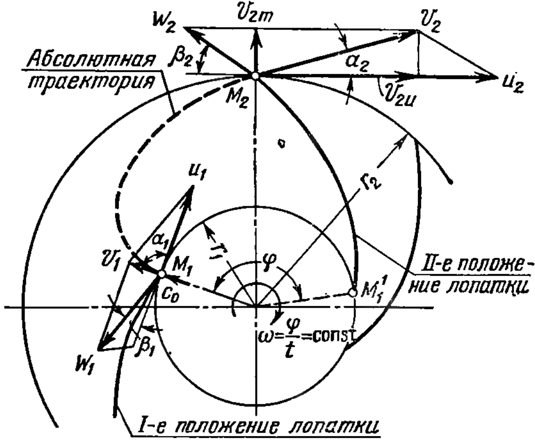


Рис. 38. Схемы абсолютного движения потока и слагающих скоростей внутри рабочего колеса центробежного насоса.

Параллелограммы скоростей можно построить и для входа жидкости на колесо M_1 и для выхода с колеса M_2. Для этого полезно ввести следующие условные индексы для скоростей:

0 — соответствует скоростям непосредственно перед входом на рабочее колесо;
1 — непосредственно после входа жидкости на лопатку;
2 — непосредственно перед выходом жидкости с лопатки;
3 — непосредственно после выхода из рабочего колеса.

Проследим движение частицы жидкости внутри колеса насоса. Пусть частица при входе на лопатку колеса займет положение M_1 (рис. 38). Соответствующие скорости частицы будут: относительная w_1, касательная к лопатке, переносная u_1 и абсолютная v_1. При равномерном вращении колеса с угловой скоростью $\omega = \frac{\varphi}{t}$ лопатка из положения I за время t попадает в положение II. Частица, двигаясь по лопатке, вместе с ней через время t придет в точку M_2; соответствующие кинематические параметры будут w_2, u_2 и v_2. Наблюдатель, находящийся вне колеса, мог бы заметить траекторию абсолютного движения частицы MM_2. Скорости v_1 и v_2 являются касательными к траектории

M_1M_2, а w_1 и w_2 — к лопаткам, так как при бесконечно большом количестве лопаток относительная траектория частицы совпадает с кривой очертания лопатки. Для безударного входа воды на колесо необходимо, чтобы:

1) $\alpha_1=90°$, так как при этом частицы воды не получат толчка со стороны лопатки; последняя начнет увлекать частицу во вращение, плавно развивая давление на нее;

2) потери, связанные с переходом от скорости v_0 к v_{1m}, были возможно меньшими; для этого необходимо начальные концы лопасти делать утоньшающимися и слегка скругленными.

В самом деле, при $\alpha_1 \neq 90°$ (рис. 39) вход частицы на колесо сопровождается отклонением частицы от первоначального меридионального

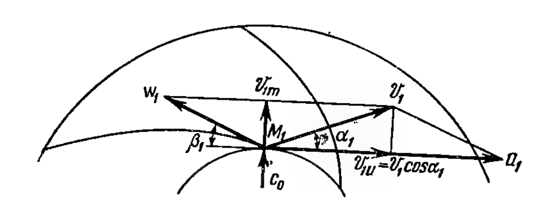


Рис. 39. Распределение скоростей на входе колеса центробежного насоса.

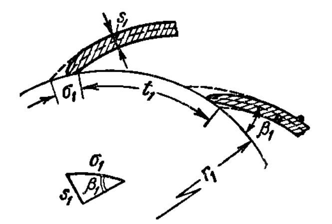


Рис. 40. Сечение лопастей и канала у входа рабочего колеса центробежного насоса.

(радиального) ее движения; при этом $v_{1u}=v_1 \cos\alpha_1$ будет потерянной скоростью. Теряющийся в результате этого отклонения напор (или энергия, отнесенная к 1 *кг* протекающей жидкости) соответственно равен:

$$h_{вх}=\frac{(v_1\cos\alpha_1)^2}{2g}=\frac{v_{1u}^2}{2g}, \tag{28}$$

где $h_{вх}$ — величина потери энергии при входе;

v_{1u} — следствие возмущающего действия лопаток на поток.

При $\alpha_1=90°$ $h_{вх}=0$; но так как величина α_1 зависит от скоростей w_1 и w_2, то можно, подбирая соответственным образом значения этих скоростей, избавиться от удара при входе. При заданном числе оборотов этому условию будет соответствовать определенный расход. Для плавного перехода скорости v_0 к v_{1m} должно существовать равенство, вытекающее из условия непрерывности потока:

$$v_{1m}=v_0\frac{t_1}{t_1-\sigma_1}, \tag{29}$$

где t_1 — длина дуги по окружности входа между двумя соседними лопатками (рис. 40);

σ_1 — толщина лопатки, замеренная в окружности входа.

Между толщиной лопатки s_1, измеренной по нормали к ее поверхности, и толщиной σ_1 существует следующая зависимость:

$$\sigma_1=\frac{s_1}{\sin\beta_1}. \tag{30}$$

Как показывают опытные исследования несущих крыльев, заострение входной кромки не только не улучшает, но даже ухудшает коэффициент полезного действия лопаток. Закругление кромки делает лопатку менее чувствительной к незначительным отклонениям направления относительной скорости от направления начального элемента лопатки. Угол между этими направлениями называется **углом атаки** и имеет значение при проектировании колеса. Кроме того, закругление кром-

ки делает лопатку менее подверженной износу. Примечательно также, что входная кромка влияет на величину возможной высоты всасывания, поэтому выше и рекомендовалось лопатку у входа утоньшать и закруглять.

При выходе частицы жидкости с колеса (рис. 38) со скоростью v_2 жидкость может поступать в улитку или в направляющий аппарат (см. конструкцию насосов на рисунках 14 и 16). Рассматривая движение жидкости для первого случая, можно заметить, что частица жидкости должна отклониться от своего первоначального направления v_2 на угол α_2 и течь в направлении, касательном к колесу и к стенке улитки. Следовательно, составляющая скорости v_2, v_{2m}, как нормальная к стенке улитки, будет потеряна при ударе об нее частиц, а жидкость будет двигаться с абсолютной скоростью v_{2u}. Поэтому и необходимо делать угол α_2 малым, но не равным 0, так как тогда $v_{2m}=0$ и, следовательно, $Q=0$ (формула 27), то есть насос не будет подавать воду. Потерянным напором при выходе жидкости с колеса называют

$$h_{\text{вых}} = \frac{v_{2m}^2}{2g}. \qquad (31)$$

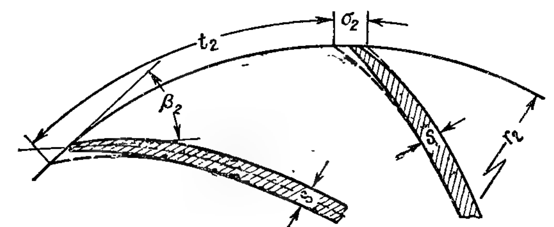


Рис. 41. Сечение лопастей и канала у выходного сечения колеса центробежного насоса.

Кроме потери, связанной с изменением направлений абсолютных скоростей v_2 и v_3, наблюдается потеря, связанная с замедлением течения при сходе жидкости с колеса, имеющего конечную толщину лопаток, при условии, что очертание концов лопаток соответствует нанесенному пунктиром на рисунке 41:

$$v_{3m} = v_{2m} \frac{t_2 - \sigma_2}{t_2}. \qquad (32)$$

При замедленном движении желательно постепенно увеличивать сечения. В связи с этим выходные кромки лопаток следует делать острыми, как изображено сплошными линиями на рисунке 41. Это требование подтверждается опытами. Рекомендуется угол заострения выбирать настолько малым, насколько это допускается условиями изготовления и изнашивания лопаток при работе.

§ 3. ОСНОВНОЕ УРАВНЕНИЕ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР НАСОСА ПРИ БЕСКОНЕЧНО БОЛЬШОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ

Для вывода основного уравнения колеса центробежного насоса вообразим колесо с бесконечно большим количеством лопаток, что позволит протекающий в нем поток считать состоящим из одинаковых элементарных струек. Возьмем колесо (рис. 42) центробежного насоса и проведем внутри элементарную струйку M_1M_2. Обозначим абсолютное давление в точке M_1 через p_1, а в точке M_2 через p_2. Пренебрегая превышением точки M_2 относительно M_1, можно написать уравнение Д. Бернулли для относительного движения элементарной струйки:

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{w_2^2}{2g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{w_1^2}{2g} + h_{\text{ц.с}} - h_{\text{кол}}, \qquad (33)$$

где $h_{\text{ц.с}}$ — удельная энергия, приобретенная частицей жидкости на пути ее от M_1 к M_2 от действия центробежной силы, разви-

вающейся при вращении колеса; согласно формуле (21), имеем:

$$h_{ц.с} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g};$$

$h_{кол}$ — потери на гидравлические сопротивления жидкости при протекании ее внутри колеса.

Из формулы (33) можно вывести, что:

$$H_{p\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}, \quad (34)$$

где $H_{p\infty}$ — напор, соответствующий потенциальной энергии, полученной от колеса с бесконечно большим числом лопаток каждым протекшим по колесу килограммом жидкости.

Формула (34) — основное уравнение работы центробежного насоса, но она неудобна для практического пользования, поэтому преобразуем ее. Выразим $\frac{p_2 - p_1}{\gamma}$ величиной напора насоса, который должен быть создан для преодоления геодезической высоты подъема и сопротивлений в трубопроводах и в самом насосе, не считая сопротивлений внутри колеса, учтенных в уравнении (34).

Напишем уравнение Д. Бернулли для линии тока M_0M_1, приняв за плоскость сравнения поверхность жидкости в приемном колодце. Для простоты рассуждений будем считать, что давление на поверхности атмосферное, а скорость жидкости на поверхности колодца $v_{кол} = 0$ (рис. 43).

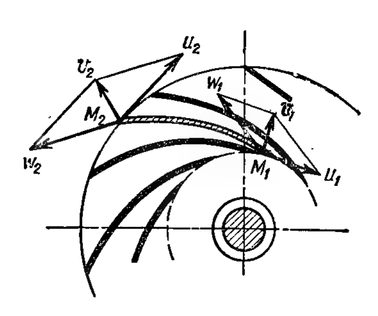


Рис. 42. Движение элементарной струйки жидкости внутри рабочего колеса центробежного насоса.

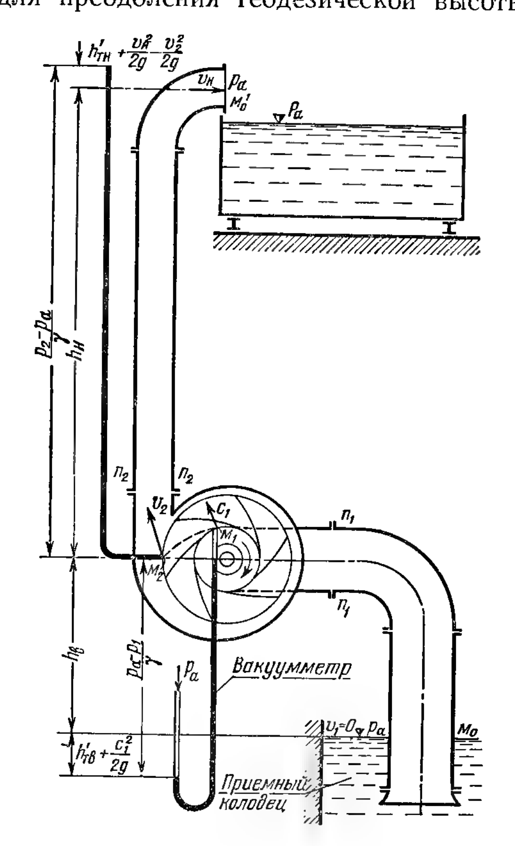


Рис. 43. Расчетная схема — разрез насосной установки.

Высотным расположением точки M_1 над осью насоса пренебрегаем. Тогда

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_1}{\gamma} + h_в + \frac{v_0^2}{2g} + h'_{т.в}, \quad (35)$$

где v_0 — скорость подхода жидкости к колесу; эту скорость принимаем в дальнейшем равной v_1;

$h'_{т.в}$ — сумма гидравлических сопротивлений как во всасывающем трубопроводе (до патрубка n_1n_1), обозначаемая $h_{т.в}$ [учитывается вакуумметром; см. формулу (9)], так и в корпусе насоса от патрубка n_1n_1 до входа на колесо (то есть до точки M_1), обозначаемая $h_{в.нас}$.

Следовательно,

$$h'_{т.в} = h_{т.в} + h_{в.нас}. \tag{36}$$

Из уравнения (35) следует, что

$$\frac{p_a - p_1}{\gamma} = h_в + \frac{V_1^2}{2g} + h'_{т.в}; \tag{37}$$

$$\frac{p}{\gamma} = \frac{p_a}{g} - \frac{v_1^2}{2g} - h'_{т.в}. \tag{38}$$

На рисунке 43 указана величина $\frac{p_a - p_1}{\gamma}$, которую показал бы вакуумметр, присоединенный к точке M_1; там же наглядно видно, из каких величин складывается $\frac{p_a - p_1}{\gamma}$.

Далее, приняв за плоскость сравнения горизонтальную плоскость, проходящую через точку M_2, напишем уравнение Д. Бернулли для линии тока M_2M_0' (скорость в точке M_0' принимаем равной $v_н$, а давление равным атмосферному p_a):

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} = \frac{p_a}{\gamma} + h_н + h'_{т.н} + \frac{v_н^2}{2g}, \tag{39}$$

следовательно,

$$\frac{p_2 - p_a}{\gamma} = h_н + h'_{т.н} + \frac{v_н^2 - v_2^2}{2g}, \tag{40}$$

$$\frac{p_2}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} + h_н + h'_{т.н} + \frac{v_н^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}, \tag{41}$$

где $h'_{т.н}$ — сумма гидравлических сопротивлений в напорной трубе $h_{т.н}$ и в корпусе насоса (от точки M_2 до патрубка n_2n_2) — $h_{н.нас}$.

Следовательно,

$$h'_{т.н} = h_{т.н} + h_{н,нас}. \tag{42}$$

Величина $\frac{p_2 - p_a}{\gamma}$ показана на рисунке 43 в виде столба жидкости в пьезометре, вставленном в насос в точке M_2.

Для определения $\frac{p_2 - p_a}{\gamma}$ надо вместо $\frac{p_2}{\gamma}$ и $\frac{p_1}{\gamma}$ подставить их значения из формул (38) и (41).

Тогда

$$H_{p\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = h_н + h_в + h_{т.в} + h_{т.н} + h_{в.нас} + h_{н.нас} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + \frac{v_н^2}{2g}. \tag{43}$$

Так как $h_в + h_н + h_{т.в} + h_{г.н} + \frac{v_н^2}{2g} = H$, то есть напору насоса, определяемому по показаниям манометра и вакуумметра, присоединенных к корпусу насоса в патрубках n_2n_2 и n_1n_1, то:

$$H_{p\infty} = \frac{p_2 - p_1}{\gamma} = H + h_{в.нас} + h_{н.нас} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g}. \qquad (43')$$

Подставляя из формулы (34) величину $H_{p\infty}$ в формулу (43′), получим:

$$H + h_{в.\,нас} + h_{н.нас} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - h_{кол},$$

или

$$H + h_{т.в.нас} + h_{г.н.нас} + h_{кол} = \frac{u_2^2 + u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}.$$

Так как $h_{в.нас} + h_{н.нас} + h_{кол} = h_{нас}$, где $h_{нас}$ — высота, соответствующая гидравлическим сопротивлениям внутри насоса, то $H + h_{нас} = H_{t\infty}$ можно определить как теоретический напор насоса при бесконечно большом количестве лопаток.

Тогда

$$H_{t\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}. \qquad (44)$$

Уравнение (44) является **основным теоретическим уравнением центробежного насоса**. Оно показывает, какое преобразование кинетической энергии должно происходить в насосе для преодоления геодезической высоты подъема и сопротивлений в трубопроводах и самом насосе.

Уравнение (44) легко преобразовать, заменив w_1^2 и w_2^2 выражениями из формулы (24):

$$H_{t\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos\alpha_2 - v_1 u_1 \cos\alpha_1}{g}. \qquad (45)$$

Это и есть **формула Л. Эйлера**.

При радиальном входе воды на колесо $\alpha_1 = 90°$; следовательно,

$$H_{t\infty} = \frac{v_2 u_2 \cos\alpha_2}{g} = \frac{v_{2u} u_2}{g}. \qquad (46)$$

§ 4. ДЕЙСТВИТЕЛЬНОЕ ДВИЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ В КАНАЛАХ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА ПРИ КОНЕЧНОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ НАПОР НАСОСА ПРИ КОНЕЧНОМ ЧИСЛЕ ЛОПАСТЕЙ РАБОЧЕГО КОЛЕСА

В действительности движение жидкости по каналам рабочего колеса, образованным лопастями и дисками, гораздо сложнее, чем это предполагалось при выводе величины $H_{t\infty}$ для плоского потока, образованного отдельными струями. Действительное распределение относительных скоростей отдельных струй симметрично относительно оси. Действительное движение вязкой жидкости в каналах колеса будет вихревым и более сложным. Гидравлические потери в колесе будут иными, чем предполагалось раньше. При конечном числе лопастей будет система вращающихся каналов, имеющих форму диффузоров с лопастями, загнутыми назад. Поток при входе в канал будет обтекать лопасти, ко-

торые, в свою очередь, будут воздействовать на поток при его протекании внутри колеса. При конечном числе лопастей приходится считаться со значительными сечениями каналов колеса и с возможностью нарушения равенства условий течения для всех элементарных струек потока, их скоростей, ускорений и направлений.

На рисунке 44 показано распределение относительных скоростей w в каналах колеса при струйном движении плоскопараллельного потока (то есть при бесконечно большом количестве лопастей). В сечении колеса по окружности радиуса r все относительные скорости одинаковы. Распределение скоростей w в каналах колеса при конечном числе лопастей представлено на рисунке 45. Как можно видеть, относительная скорость w у задней стенки лопасти будет всегда больше, чем у передней; в этом случае равномерного распределения скоростей не наблюдается. Неравномерное распределение скоростей w можно объяснить тем, что давление на переднюю стенку лопасти должно быть больше, чем на заднюю. Разность этих давлений и создает силовое воздействие лопасти на поток, одинаковое же давление с обеих сторон лопастей сделало бы невозможным передачу работы, вследствие чего не было бы и действия результирующей силы на лопасть. Согласно закону сохране-

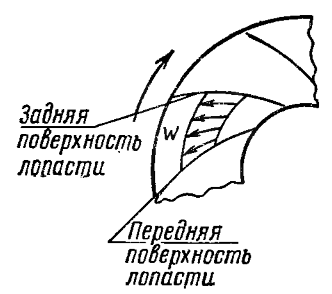


Рис. 44. Схема распределения относительных скоростей в потоке между лопастями внутри рабочего колеса по струйной теории.

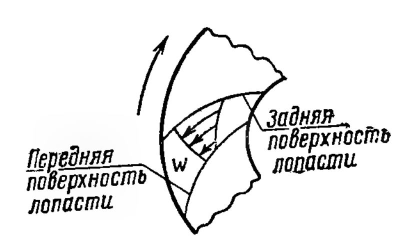
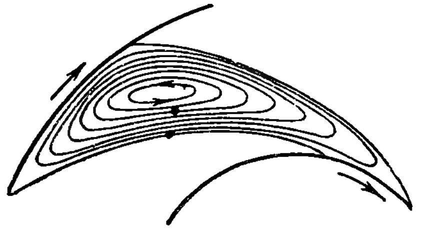


Рис. 45. Схема распределения относительных скоростей в потоке между лопастями при конечном числе их.


Рис. 46. Вихревое состояние потока внутри рабочего колеса при отсутствии выхода жидкости.

ния энергии, $\frac{p_з}{\gamma} + \frac{w_з^2}{2g} = \frac{p_п}{\gamma} + \frac{w_п^2}{2g}$ (индексы «з» и «п» обозначают: задняя и передняя стенка), или $\frac{p}{\gamma} + \frac{w^2}{2g} = \text{const}$, откуда и следует, что с увеличением p уменьшается w, и наоборот. Если пространство между лопастями закрыть в их начальных и концевых частях, то жидкость будет иметь по отношению к колесу при его вращении непрерывное вращательное движение вокруг некоторой неподвижной точки в центре (рис. 46). Материальные частицы жидкости двигаются так, что направление вращения обратно вращению колеса. Если концы канала открыть, то и «относительный вихрь» изменит свой вид, так как окружности — внешняя и внутренняя — не будут больше линиями тока.

В опытах академик Г. Ф. Проскура [40] получил визуальные картины потока вязкой жидкости при протекании по каналам колеса. При подачах меньше нормальной (соответствующей наибольшему значению к. п. д. насоса) отрыв потока от стенки получился у задней, неработающей части лопасти; наоборот, при подачах больше нормальной отрыв потока произошел не только от задней стенки, но и от рабочей — перед-

ней. Отрыв потока от лопасти ведет к уменьшению живого сечения его и к увеличению w, а следовательно, к уменьшению H_t.

Протекающий поток внутри канала имеет в общем различные скорости вдоль одной и той же окружности, однако скорости относительного движения всегда имеют направление от центра к периферии.

Рассмотрим схематизированный поток, протекающий между лопатками колеса (рис. 47). Как можно видеть из различия расстояний между линиями тока, скорости w увеличиваются, если идти по линии BA. Скорость w_{2A} в точке A будет больше скорости w_B в точке B, так как в точке A воздействие лопасти на жидкость прекратилось, а на протяжении от B до C давление лопасти на жидкость сохранилось. Скорость w_{2A} в точке A будет незначительно отличаться от выравнявшейся за колесом скорости w_2', в то же время скорость w_B будет меньше скорости w_2', поэтому она должна увеличиться при движении частицы к выходу. Следовательно, в области BCA будет наблюдаться приращение скорости. Так как ширина канала у выхода изменяется мало, то среднюю скорость по линии BA можно принять равной w_2, которая будет меньше выравнивающейся скорости на выходе w_2'. Так как $w_2 < w_2'$, то при одинаковой подаче в обоих случаях v_{2m} не изменится, а $v_{2m} = w_2 \sin \beta_2 = w_2' \sin \beta_2'$, откуда следует, что при $w_2 < w_2'$ угол β_2' будет меньше β_2 [9].

На рисунке 47 изображены параллелограммы скоростей для струйного движения со сторонами u_2, w_2, диагональю v_2 и углами α_2 и β_2, а для потока с конечным числом лопастей соответственно u_2, w_2', c_2', α_2', β_2'. Как следует из чертежа, при $\beta_2' < \beta_2$ угол $\alpha_2' > \alpha_2$; следовательно, тангенциальная слагающая абсолютных скоростей $v_{2u} > v_{2u}'$, так как скорость отклонилась в направлении, обратном вращению колеса. Оперируя со скоростями для потока, стесненного лопатками, можно получить новое уравнение (в форме уравнения Эйлера) для теоретического напора H_t с конечным числом лопастей в виде:

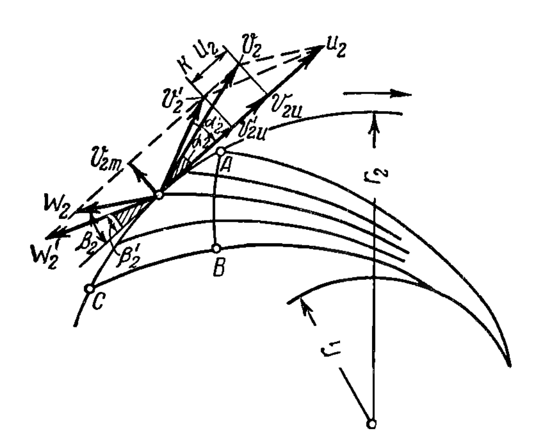


Рис. 47. Распределение скоростей потока при выходе — план скоростей.

$$H_{t,\text{Эйлера}} = \frac{v_2' u_2 \cos \alpha_2' - c_1' u_1 \cos \alpha_1'}{g} \tag{47}$$

или

$$H_{t,\text{Эйлера}} = \frac{v_{2u}' u_2 - v_{1u}' u_1}{g}, \tag{47'}$$

заменяя $v_2' \cos \alpha_2' = v_{2u}$ и $v_1' \cos \alpha_1' = v_{1u}'$. Если принять $\alpha_1' = 90°$, то можно написать, что

$$H_{t,\text{Эйлера}} = \frac{v_{2u}' u_2}{g}, \tag{48}$$

так как $v_{2u}' < v_{2u}$, то, приняв их отношение равным χ, получим из уравнения (46):

$$H_t = \chi H_{t_\infty}. \tag{49}$$

Зная зависимость χ от различных факторов (например, от числа лопастей, опытных данных по серийным колесам и т. д.), можно от ус-

ловно принятого перейти к потоку, стесненному лопатками. При различных поправках на конечное число лопастей этот метод является наиболее распространенным для расчета колеса при густом расположении решеток лопаток (под решеткой в гидродинамике турбомашин понимается совокупность лопаток рабочего колеса лопастного насоса, отклоняющих поток от первоначального направления и имеющих своим назначением преобразование энергии жидкости)*. Ясно, что $H_t < H_{t\infty}$; это подтверждается и опытными данными. Коэффициент p определяется по формуле:

$$p = \frac{H_{t\infty} - H_t}{H_t}. \qquad (50)$$

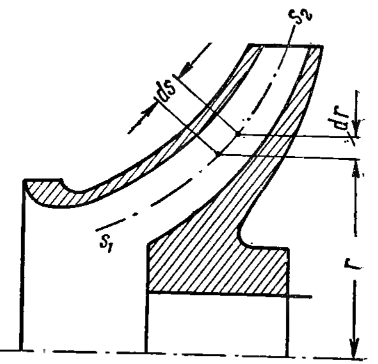


Рис. 48. Канал внутри рабочего колеса между дисками.

Из этой формулы следует, что $H_{t\infty} = (1+p)H_t$

и

$$\chi = \frac{1}{1+p}. \qquad (51)$$

Значения коэффициентов χ или p зависят от формы и числа лопаток, от угла β_2 и отношения радиусов $\frac{r_2}{r_1}$, а также от условий протекания жидкости внутри насоса; для каждого вида насоса значения указанных коэффициентов определяют опытным путем. Особенно богатый опытный материал накоплен для насосов с ω_s от 5 до 10.

Значение p определяется в практике насосостроения на основе гипотезы о постоянстве перепада давления на единицу длины средней линии лопатки в меридиональном сечении (рис. 48):

$$p = \frac{\psi}{z} \frac{r_2^2}{S}, \qquad (52)$$

где $S = \int_{s_1}^{s} r ds$ — статический момент средней линии лопатки; для лопаток с радиальным или близко совпадающим с радиальным направлением средней линии

$$S = \int_{r_1}^{r_2} r dr = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2}.$$

Тогда

$$p = 2\frac{\psi}{z} \frac{1}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2}. \qquad (53)$$

Коэффициент ψ можно определять по формуле [9]:

$$\psi = (0{,}55 \div 0{,}65) + 0{,}6 \sin\beta_2. \qquad (54)$$

* Значения χ:

n_s	40	50	75	100	125	150	175	200	250
χ	0,78	0,8	0,81	0,82	0,805	0,77	0,715	0,675	0,55

Формула (37) подтверждается опытами [32], а для типовых отношений размеров рабочих колес $\frac{r_2}{r_1}$ и углов выхода $\beta_2 \simeq 30°$ поправка на конечное число лопастей достигает 30% напора.

Для пространственных лопаток струйная теория дает большее расхождение с практикой, и в гидромашиностроении пользуются иными методами построения и конструирования рабочего колеса.

Профессор К. Пфлейдерер [41] вводит понятие о коэффициенте реактивности насоса, знание которого при расчете колеса по элементарной (струйной) теории дает возможность определить некоторые скорости, например u_2. Обозначая коэффициент реактивности через ρ_∞ или через ρ, при конечном числе лопастей можно написать, что

$$\rho_\infty = \frac{H_{p_1\infty}}{H_{t_\infty}}, \tag{55}$$

откуда из формул (34) и (44), принимая $h_{\text{кол}_\infty} = 0$, можно получить:

$$H_{t_\infty} = H_{p\infty} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$$

и

$$\rho_\infty = \frac{H_{t\infty} - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}}{H_{t_\infty}} = 1 - \frac{v_2^2 - v_1^2}{2gH_{t_\infty}}. \tag{56}$$

Но из рисунка 38 следует, что $v^2 = v_m^2 + v_u^2$; принимая $v_{2m} = v_{1m}$, $v_{1u} = 0$ и $v_{2u} = \frac{gH_{t\infty}}{u_2}$, можно получить из формулы (56):

$$\rho_\infty = \frac{1 + gH_{t_\infty}}{2u_2^2}. \tag{57}$$

Аналогично

$$\rho = \frac{1 - gH_t}{2u_2^2}. \tag{58}$$

Для колес с быстроходностью от 50 до 100 можно рекомендовать как первое приближенное значение $\rho = 0{,}7$. Из формулы (58), зная H_t и ρ, можно получить величину скорости u_2, а из нее и D_2:

$$u_2 = \frac{1}{2\sqrt{1-\rho}} \sqrt{2gH_t}. \tag{59}$$

§ 5. ВЛИЯНИЕ УГЛА ВЫХОДА β_2 НА НАПОР НАСОСА. ОЧЕРТАНИЕ ЛОПАСТЕЙ

В центробежных насосах лопасти рабочих колес могут быть трех типов: 1) загнутые назад ($\beta_2 < 90°$), как у рассмотренных нами конструкций насосов; 2) с радиальным выходом ($\beta_2 = 90°$) и 3) загнутые вперед ($\beta_2 > 90°$).

Угол β_2, то есть угол наклона лопасти на выходе, оказывая влияние на форму лопасти, существенно влияет на величину напора, создаваемого насосом.

На рисунке 49 представлены все три типа лопастей колеса центробежного насоса.

При $\beta_2 = 90°$ напор насоса, по формуле (46), $H_{t_\infty} = \frac{u_2 v_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g}$, так как $v_{2u} = u_2$. Если угол β_2 принять такой величины, чтобы $v_{2u} = 2u_2$, то

$H_{t_\infty} = \frac{2u_2^2}{g}$. Из этого следует, что с увеличением угла β_2 величина теоретического напора, создаваемого центробежным насосом, растет и может показаться, что лопасти, загнутые вперед (при $\beta_2 > 90°$), более практичны. Однако преобразование большой скоростной энергии в энергию давления сопряжено со значительными потерями, которые в сочетании с невыгодными условиями протекания по сильно искривленным лопастям снижают к. п. д. насоса. Кроме того, загнутые вперед лопасти создают неустойчивый режим работы насоса.

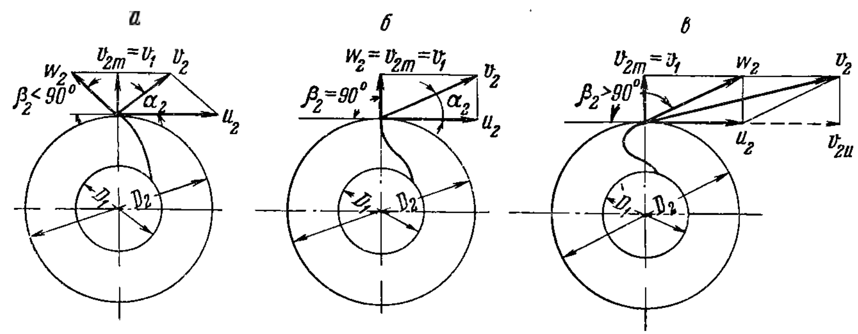


Рис. 49. Формы лопастей рабочего колеса центробежного насоса:
а — при $\beta_2<90°$; *б* — при $\beta_2=90°$; *в* — при $\beta_2>90°$.

Используя для лопасти данные, приведенные на рисунке 49, *б*, можно написать $v_2^2 - w_2^2 = u_2^2$, так как $w_2 = v_{2m} = v_1$. Равенства $v_{2m} = v_1$ легко добиться подбором соответствующих размеров колеса. Тогда $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{H_{t\infty}}{2}$. Согласно зависимостям (43′) и имеем:

$$H_{t\infty} = H_{p\infty} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g},$$

то есть напор, создаваемый центробежным насосом с колесом, имеющим радиальные лопасти, состоит наполовину из давления, а наполовину из скоростной энергии. Аналогично для лопасти, приведенной на рисунке 49, *в* (при $w_2 = v_{2m} = v_1$) можно написать: $v_2^2 - v_1^2 = (2u_2)^2$, следовательно,

$$\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} = \frac{4u_2^2}{2g} = \frac{2u_2^2}{g} = H_{t\infty}.$$

При такой конструкции лопастей рабочего колеса напор, создаваемый центробежным насосом, образуется только за счет скоростной энергии.

Все это и заставляет применять лопасти, загнутые назад, причем для небольших напоров обычно снижают значения угла β_2 и соответственно повышают значения угла α_2. В колесах средне- и высоконапорных насосов поступают наоборот.

Очертание лопастей. На расчетные значения напора в конечном результате влияют величины углов β_1 и β_2. Поэтому казалось бы безразлично, по какой кривой выполнена средняя часть лопасти, связывающая конечные участки лопатки. Но желание получить минимальные потери на трение и на преобразование скоростной энергии в энергию давления побуждает делать лопасти возможно меньшей длины, с постепенным изменением сечения между ними, без сильных уширений.

Существуют следующие способы профилирования (построения очертаний) лопастей:

1) по форме окружности, или по эвольвентам круга, или по сопряженным окружностям и эвольвентам;

2) построением профиля по точкам (так называемый элементарный способ расчета поверхности лопатки двойной кривизны).

Первый способ не является совершенным и не применим для построения «пространственных» лопастей двоякой кривизны у насосов большой быстроходности.

Второй способ построения профиля по точкам состоит в том, что лопасти рассчитывают вдоль каждой линии тока обособленно, исходя из значения v_m и общего для колеса напора. Поверхность лопасти конструируют из отдельных сечений, но при условии, чтобы была обеспечена плавность перехода от одного сечения к другому. Этот способ представляет собой развитие способа построения лопастей с цилиндрическими лопастями и является по существу эмпирическим. Чтобы получить наглядное представление о форме сечения лопатки и канала на основании расчета, производят конформное отображение поверхности тока на коническую поверхность, при этом получается более отчетливое представление о профиле лопатки в сечении поверхности тока [32].

§ 6. ОТВОДЯЩИЕ УСТРОЙСТВА ОТ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Спиральный кожух. Как указывалось выше (рис. 9, 14, 17), в современных центробежных насосах жидкость, покидая рабочее колесо, поступает в спиральный кожух (улитку) насоса и, проходя через конический патрубок, попадает в напорную трубу. Экспериментальные исследования спиралей у центробежных насосов с высоким к. п. д. при нормальной подаче (соответствующей $\eta_{макс}$) показали, что по всей окружности рабочего колеса наблюдается относительное постоянство: 1) статического давления; 2) средней радиальной составляющей скорости для различных точек окружности спирали; 3) действительного угла наклона β_2' относительной скорости. При отклонениях подачи от нормальной постоянство указанных величин несколько нарушается, особенно около языка (рис. 50). Поэтому расчет спирали нужно вести, исходя из условия постоянства давления и скорости вокруг рабочего колеса насоса. Средняя скорость в сечениях спирали с увеличением угла θ не уменьшается, а увеличивается, потому что гидравлические сопротивления в этом случае уменьшаются. Инженер Д. А. Суханов указывает, что основным при расчете спирали следует считать «выбор значения средней скорости течения в спирали $v_{сп}$ в зависимости от быстроходности колеса и значения v_{2u}'».

Основное назначение спирали должно быть ограничено сбором и отводом жидкости с такой скоростью, которая обеспечивала бы минимум потерь на гидравлические сопротивления. Преобразование кинетической энергии в энергию давления в основном осуществляется в диффузоре, устраиваемом после спирали, а не в самой спирали, как это считалось раньше. Угол расширения диффузора принимается в пределах $6 \div 12°$. Поток из спирали в диффузор должен поступать для высоконапорных и средненапорных колес (при быстроходности n_s до 150 *об/мин*) со скоростью $v_{сп} = 0{,}75 v_{2u}'$, а для низконапорных колес (с быстроходностью 200—250 *об/мин*) $v_{сп} = 0{,}65 v_{2u}'$.

Распространен теоретический метод расчета спирали как канала спиральной формы с постепенно нарастающими сечениями. Движение жидкости в спиральной камере определяется условиями постоянства момента скорости и пропорциональности подачи Q насоса углу θ установки сечения.

В современных насосах применяют следующие формы поперечного сечения спирали: 1) круглое; 2) очерченное дугой круга и двумя пересекающимися прямыми, образующими угол α и касающимися концов дуги круга (рис. 51, *а*); 3) имеющее форму сектора с закругленными краями (рис. 51, *б*). Наилучшими формами сечений спирали считаются две последние.

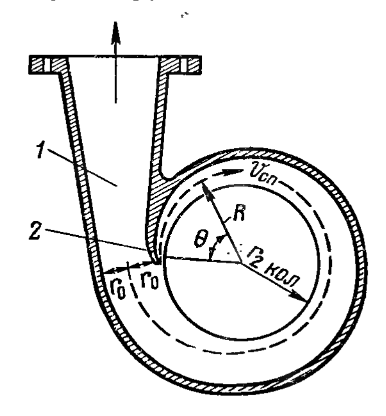


Рис. 50. Разрез спирального отвода (улитки):

1 — диффузор; *2* — язык.

В центробежных насосах старых конструкций вода по выходе из рабочего колеса попадает в особый направляющий аппарат, представляющий собой неподвижное колесо с лопастями, которое составляет одно целое с корпусом насоса или укреплено в корпусе. Такую конструкцию можно видеть на рисунках 16, 52 и 53. Характер лопаток и каналов направляющего аппарата в разных конструкциях насосов различен. Между направляющим аппаратом и колесом оставляют небольшой зазор. Направляющий аппарат на 1—2 *мм* шире колеса; число лопаток то же, что и у рабочего колеса, или отличается на одну единицу.

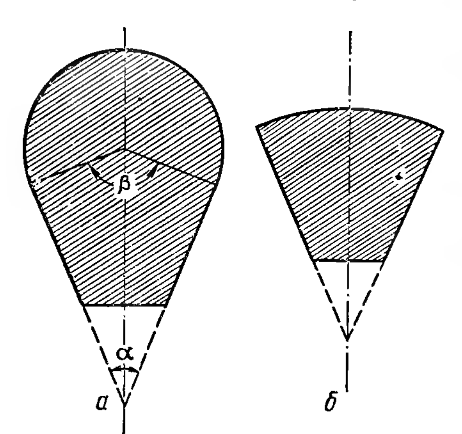
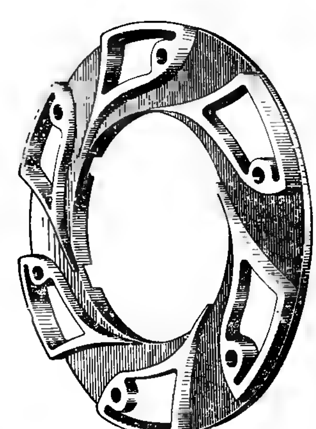
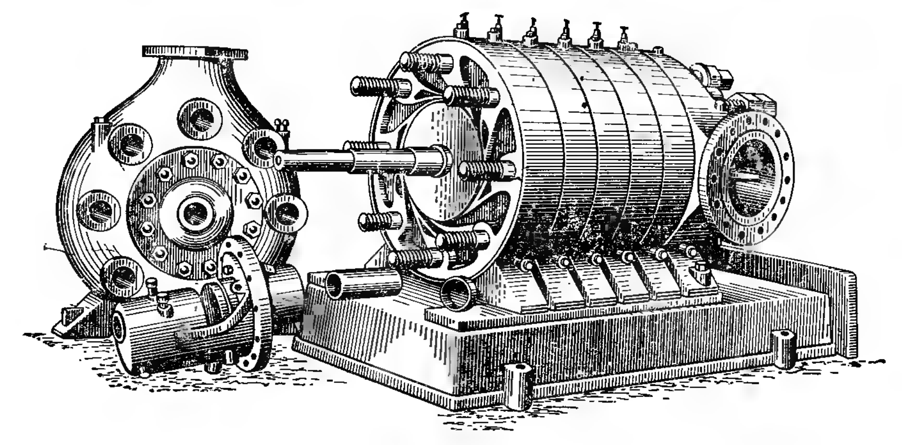


Рис. 51. Форма сечения спирали.


Рис. 52. Направляющий аппарат.


Рис. 53. Общий вид насоса МС и разобранной части его.

При сборке насоса необходимо обеспечивать правильное взаимное расположение отверстий колеса и направляющего аппарата. Начало лопаток обычно очерчивается по эвольвенте. При режиме насоса, отличном от нормального (за нормальный режим принимается тот, при котором насос работает с максимальным к. п. д.), при входе жидкости в направляющий аппарат могут создаться завихрения, что уменьшает к. п. д.

На рисунке 53 показан секционный насос (типа МС) со снятой частью кожуха; виден установленный направляющий аппарат. Следует заметить, что в многоступенчатых насосах высокого давления направляющие аппараты обеспечивают уравновешивание осевых сил при различных условиях работы насоса, поэтому их применяют и в настоящее время в некоторых конструкциях насосов, главным образом для питания котлов.

§ 7. КРАТКАЯ ТЕОРИЯ ОСЕВОГО (ПРОПЕЛЛЕРНОГО) НАСОСА

Схема осевого (пропеллерного) насоса показана на рисунке 54. Принимая движение жидкости параллельным оси насоса, будем иметь на расстоянии r от оси насоса $u_1=u_2=u$, а при безударном входе жидкости на колесо $v_{1m}=v_1=v_0$. При выходе жидкости с колеса можно принять $v_{1m}=v_1$, что бывает при чисто осевом насосе, если не учитывать сжатие потока лопатками колеса. Тогда в соответствии с формулами (34) и (37) расчетное уравнение для напора $H_т$ выразится так:

$$H_t=\frac{(w_1')^2-(w_2')^2}{2g}+\frac{(v_2')^2-(v_1')^2}{2g}=\frac{v_{2u}'u_2}{g}.$$

Схему течения жидкости внутри насоса можно видеть на рисунке 54 на развернутом в плоскости элементе лопатки колеса, ограниченной

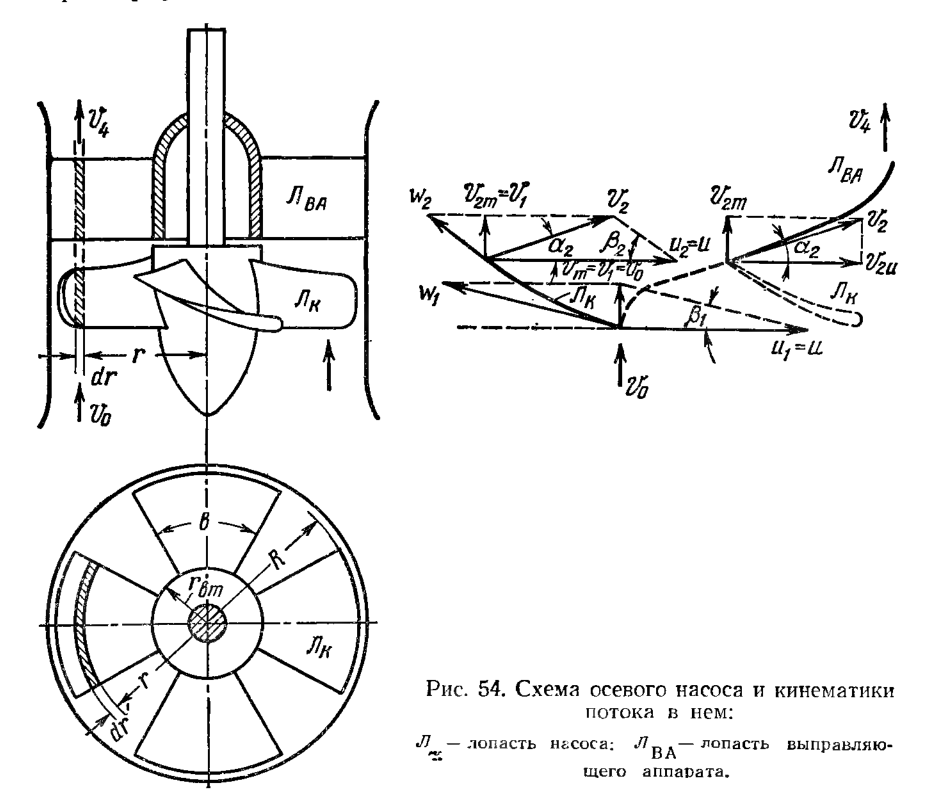


Рис. 54. Схема осевого насоса и кинематики потока в нем:

$Л_к$ — лопасть насоса; $Л_{ВА}$ — лопасть выправляющего аппарата.

цилиндрическими поверхностями с радиусами r и $r+dr$. Там же пунктиром нанесена траектория частицы, находящейся на цилиндрической поверхности. В действительности движение потока гораздо сложнее, чем это показано на схеме, так как осевое протекание возможно только в каналах с бесконечно малым радиальным размером; благодаря значительному расстоянию между лопатками обтекание их происходит подобно обтеканию крыла безграничным потоком. Напор, создаваемый колесом для конечного числа лопаток, согласно уравнению (49), равен: $H_t = \chi H_{t_\infty}$, где χ зависит от некоторых конструктивных элементов колеса и характеризует условия отклонения потока для конечного числа лопаток.

Подача насоса определяется уравнением:

$$Q = v_{2m} \pi \left(R^2 - r_{\text{вт}}^2\right).$$

Для предварительных подсчетов насос, работающий как сложный комплекс элементарных насосов, можно заменить одним элементарным, расположенным на среднем радиусе выходного сечения. Такой фиктивный насос называется эквивалентным элементарным. Он имеет одинаковые с действительным насосом число оборотов, площадь выходного поперечного сечения F и расход Q. Напор, создаваемый таким насосом, приблизительно соответствует напору действительного насоса.

Радиус среднего эквивалентного насоса $r_{\text{экв}}$ определяется из предположения, что соответствующая ему площадь окружности делит ометаемую лопатками насоса площадь пополам; $r_{\text{экв}}$ определяется из условия:

$$\pi r_{\text{экв}}^2 - \pi r_{\text{вт}}^2 = \pi R^2 - \pi r_{\text{вт}}^2,$$

следовательно,

$$r_{\text{экв}} = \sqrt{\frac{R^2 + r_{\text{вт}}^2}{2}}.$$

Определив $r_{\text{экв}}$, можно относить скоростные параметры потока, изображенные на рисунке 54, к этой средней окружности. В действительности в пределах изменения r от $r_{\text{вт}}$ до R будет бесконечное число элементарных насосов, полученных от пересечения лопаток (в пределах от $r_{\text{вт}}$ до R) цилиндрическими поверхностями радиусом r и $r+rd$. Каждый из таких элементарных насосов имеет свои определенные значения скоростей входа и выхода с лопаток.

В результате сложения потоков у таких элементарных насосов и получится какой-то средний поток; последний и относят к эквивалентному элементарному потоку.

При пересечении колеса пропеллерного насоса цилиндрической поверхностью, ось которой совпадает с осью колеса, и при развертке поверхности в плоскости можно получить ряд сечений лопастей колеса (рис. 55) Сечения лопаток в плоскости представляют так называемую решетку. При изучении потока, протекающего через решетку, принимаются условия обтекания потоком одного крыла, представляющего сечение лопасти (рис. 56).

Обозначая относительные скорости входа потока на лопатку и выхода с нее через w_1, w_2, найдем их геометрическую сумму $w_m = w_1 + w_2$ *. При этом допустим, что поток набегает на сечение лопатки со скоростью w_m. Угол α называется углом атаки, а угол β_m представляет собой угол наклона w_m к какой-нибудь горизонтальной плоскости; $\delta = \alpha + \beta_m$ определяет угол наклона лопатки и имеет большое значение при установке

* Приблизительно можно считать, что $w_m = 0{,}5(w_1 + w_2)$.

лопастей. При подборе профиля лопасти пользуются опытными характеристиками профилей, полученными путем продувки в аэродинамической трубе.

Приведенные сведения о протекании жидкости внутри осевого насоса не отражают действительной картины протекания потока, а также не дают понятия о силовом воздействии лопаток на жидкость (что является основным признаком для лопастных насосов как насосов обтекания) и передаче давлений от лопасти жидкости.

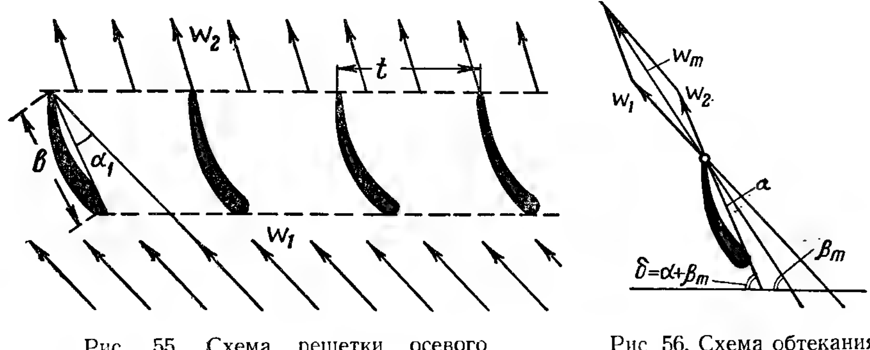


Рис. 55. Схема решетки осевого насоса.

Рис. 56. Схема обтекания потоком одного крыла (лопасти) осевого насоса.

В настоящее время существуют два способа расчета осевых насосов. Первый способ основан на теории подъемных сил, возникающих при обтекании потоком лопасти, и исследованиях течения жидкости через гидродинамическую решетку, проведенных Н. Е. Жуковским и известных под названием «Теоретические данные для исследования действия турбин». В них приводится полное гидродинамическое решение задачи и показано влияние $\frac{b}{t}$ (где t — шаг, b — величина хорды профиля), угла наклона β на величину силы давления на лопасть (рис. 55).

В дальнейшем академик С. А. Чаплыгин изложил теорию турбин, пользуясь способом конформного отображения движения жидкости в решетке на полуплоскость. Применение математических способов решения задачи о протекании потока внутри осевых машин с последующим корректированием коэффициентов опытными данными дало большой толчок в развитии отечественного гидромашиностроения. Академик Г. Ф. Проскура [40], профессор И. Н. Вознесенский и его последователи (А. Ф. Лесохин и др.), научные работники ВИГМ (профессор С. С. Руднев, профессор В. С. Квятковский и др.) под руководством профессора И. И. Куколевского успешно применяли теоретические положения гидродинамической школы Н. Е. Жуковского к расчету осевых насосов и турбин и конструктивному их осуществлению.

Результаты продувки одиночного профиля не всегда можно применять к решетке профилей, так как при этом не учитывается взаимное влияние лопаток решетки. Вследствие этого подъемная сила, возникающая на профиле в решетке, отличается от подъемной силы, возникающей при обтекании аналогичного одиночного профиля.

Второй способ расчета осевых насосов носит название «Расчет решетки тонких дужек методом интегральных уравнений проф. И. Н. Вознесенского — В. Ф. Пекина». Применение интегральных уравнений дает возможность решить задачу обтекания потоком решетки заданных размеров при условии безударного входа потока на дужку лопасти. Существует и приближенный способ расчета решетки тонких дужек по выбранному распределению вихрей, предложенный А. Ф. Лесохиным и Л. А. Симоновым [32].

В теории осевых (пропеллерных) насосов формулы (46) и (47) представляются в несколько ином виде. Если ввести понятие циркуляции скорости, то есть «работы скорости», как ее определяет академик Г. Ф. Проскура, то циркуляция на ободе рабочего колеса выразится как v_{2u}, умноженная на длину окружности. Таким образом

$$\Gamma_2 = v'_{2u}\, 2\pi R_2 = 2\pi R_2 v'_{2u},$$

а во входной части

$$\Gamma_1 = 2\pi R_1 v'_{1u}.$$

Буквой Γ обозначается величина циркуляции, размерность которой будет выражена в *м²/сек* или *см²/сек* (аналогично кинематическому коэффициенту вязкости).

Тогда из уравнения H_t получим:

$$H_t = \frac{v'_{2u} u_2 - v'_{1u} u_1}{g} = \frac{2\pi v'_{2u}\, \omega R_2 - 2\pi u'_{1u}\, \omega R_1}{2\pi g},$$

или

$$H_t = \frac{\left(2\pi R_2 v'_{2u} - 2\pi R_1 v'_{1u}\right)\omega}{2\pi g} = \frac{(\Gamma_2 - \Gamma_1)\,\omega}{g}.$$

Если принять число лопастей z, а среднюю величину циркуляции лопасти обозначить через $\Gamma_л$, то $\Gamma_2 - \Gamma_1 = z\Gamma_л$, и формула H_t перепишется так:

$$H_t = \frac{z\Gamma_л\, \omega}{2\pi g}. \qquad (60)$$

Это выражение H_t и служит основным уравнением напора, создаваемого рабочим колесом лопастного насоса. Формулу (60) можно преобразовать, заменив $\omega = \frac{\pi n}{30}$, где n — скорость вращения колеса в *об/мин*. Тогда

$$H_t = \frac{z\Gamma_л\, n}{60 g}. \qquad (61)$$

С. С. Руднев на основании экспериментальных исследований показал, что циркуляция скорости, создаваемая лопастями колеса, подчиняется линейной зависимости от Q и W. Теоретически это вытекает из предположения, что протекающий поток в области колеса потенциальный, а ограничения, которые были приняты при теоретическом исследовании потока в области колеса как потенциального при разложении его на составляющие, подтверждаются опытами.

§ 8. ДЕТАЛИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Рабочие колеса насоса изготовляют из чугуна марки не ниже СЧ 15-32 (по ГОСТ 1412—54), а насосов Д, М, МД, МС — из чугуна марки не ниже СЧ 18-36. Корпуса и крышки насосов К и Д для всех напоров, а у М, МД и МС для напоров до 300 *м* изготовляют из чугуна марки не ниже СЧ 18-36, а у последней группы насосов для напоров свыше 300 *м* — из чугуна марки не ниже МСЧ 22-48. Из такого же чугуна отливают корпуса, направляющие аппараты и диффузоры осевого насоса О. Сменные детали насосов, например защитные втулки, защитные кольца, крышки сальников, уплотняющие кольца и грундбуксы, изготовляют из чугуна марки не ниже СЧ 21-48. Для насосов, работающих в шахтах, сменные детали, например гидравлические пяты, делают из чугуна марки не ниже СЧ 21-40 (ГОСТ 1412—54) или из стали 15Л (ГОСТ

977—57), уплотняющие и съемные кольца — из бронзы БРАЖН 11-6-6 (ГОСТ 493—54), кольца гидравлических пят — из резины.

В отливках рабочих колес, уплотняющих кольцах не допускаются раковины, рыхлоты, спаи, пригары, отбелы, трещины и посторонние включения. Отливки, поковки и прокат для других деталей не должны иметь дефектов, снижающих прочность и качество отделки. В настоящее время технологи гидромашиностроения разработали замену чугуна СЧ 15-32 более прочным модифицированным чугуном марки МСЧ 35-56 и других высокопрочных марок. Это позволило на основании исследования (замер деформации деталей при гидроиспытании насосов) значительно уменьшить вес детали и толщину стенок, то есть намного сократить расход чугуна, а также заменить сталь модифицированным чугуном. Большое практическое значение при изготовлении деталей имеет их типизация, особенно если она осуществляется на основе прогрессивных конструктивных технологических решений [53].

Сальники. В пространство между кожухом и валом, выходящим наружу, устанавливают сальники с напорной и всасывающей сторон. Сальник на всасывающей стороне не должен пропускать воздух в насос, работающий с положительной высотой всасывания, а сальник на напорной стороне не должен пропускать воду из насоса. Поэтому различают напорные и всасывающие сальники.

Обычный сальник (рис. 17) состоит из следующих частей: запрессованной на вал грундбуксы, мягкой набивки, нажимной буксы сальниковой коробки со шпильками, имеющими винтовую нарезку. Шпильки проходят через ушки буксы. Степень уплотнения сальника регулируется навинчиванием гаек. Во всасывающих сальниках обычно устраивают еще фонарь, к которому по каналу под давлением подводится вода; расходясь в обе стороны от фонаря, она создает гидравлический затвор, мешающий проникновению воздуха в насос. Такие сальники применяют для создания лучшей непроницаемости и в напорной части высоконапорных насосов (например, у насоса 3НКв в сальнике имеется гидравлическое уплотнение).

Во время работы центробежного насоса вал может сильно нагреваться от трения его о набивку, поэтому на набивку сальников и уход за ними нужно обращать особое внимание. Следует применять мягкую, упругую, пропитанную салом хлопчатобумажную набивку, которую можно заменять плетенкой из чистого льна, свободного от кострики. Обычный срок службы набивки при чистой воде 500—600, а при грязной 150—200 часов работы насоса. Набивку меняют после утраты ею своей первоначальной упругости.

Валы. Валы насосов изготовляют из литой стали, а в ответственных случаях — из специальных сортов стали с добавлением хрома и никеля.

Короткие валы насосов с небольшим числом оборотов и при малом числе колес рассчитывают по обычной формуле:

$$d = A\sqrt[3]{\frac{N}{n}},$$

где N — мощность, передаваемая валом, *л. с.*;
n — число оборотов в минуту;
A — коэффициент, обычно принимаемый (при значениях d, выраженных в сантиметрах) от 14 до 16.

При большом числе оборотов вала можно получить дополнительную нагрузку от центробежной силы, развивающейся вследствие не вполне точного сбалансирования рабочих колес и вала, так как добиться точного совпадения центра тяжести колес с их осью вращения — довольно трудная задача. Поэтому вал проверяют на критическое число оборо-

тов $r_к$, при которых изгиб вала будет сопровождаться его изломом. Критическое число оборотов невесомого вала при одном колесе определяется по формуле:

$$n_к = 300 \sqrt{\frac{a}{G}}, \qquad (62)$$

где G — вес колеса, *кг*;

a — в *кг/см*, соответствует коэффициенту a в формуле $P = a\,y$,

где P — сила, вызывающая прогиб y [обычно в формуле (62) P заменяют силой, вызывающей прогиб $y = 1$ *см*].

При этом

$$y = \frac{n^2}{n_к^2 - n^2}\cdot e, \qquad (63)$$

где e — эксцентриситет ротора (в *см*). При $n_к = n y = \infty$, следовательно, произойдет разрушение вала.

При критическом числе оборотов вала работать нельзя. Спокойный ход насоса возможен при вращении вала с числом оборотов больше или меньше критического, то есть необходимо, чтобы $n < 0{,}66 n_к$ или $n > 1{,}4 n_к$. Если число оборотов вала больше критического, то при пуске насоса в ход число оборотов вала должно быстро проходить через критическое значение, чтобы исключить возможность возникновения прогибов.

В крупных вертикальных насосах, валы которых соединяются муфтой с валом электродвигателя, может возникнуть вибрация валов, которая может привести к поломкам отдельных деталей и к выходу агрегата из строя.

Причинами вибраций могут быть: 1) несбалансирование ротора; 2) неправильность осевых линий валов насоса и электродвигателя; 3) задевание вращающихся частей о невращающиеся; 4) большие зазоры в направляющих подшипниках; 5) масляная пленка от смазки в подшипниках; 6) совпадение критических оборотов вала с оборотами агрегата; 7) кавитационные явления в насосе; 8) дефекты в изготовлении машин; 9) ослабление болтовых соединений. Устранением причин, вызывающих вибрацию, можно добиться правильной эксплуатации машины, что приведет к долговечности деталей.

Валы насосов изготовляют из стали марки 35 (ГОСТ 1050—57); для насосов К и МС допускается изготовление валов из стали марки Ст.5 (ГОСТ 380—57). В вертикальных насосах типа ПрВ (замененных на Оп) с поворотными лопастями применяют полые валы, внутри которых проходит штанга поворотного механизма. ВИГМ предлагает изготовлять эти валы из полого проката. Центральное конструкторское бюро (ЦКБ) гидромашиностроения применило полые валы, составленные из труб для турбин мощностью до 2000 *квт*. Основным условием внедрения полых валов является высокое качество сварных швов [53]. В настоящее время на насосостроительных заводах широко применяют способ металлизации валов распылением нержавеющей стали, слой которой прочно ложится на вал. Это дает экономию нержавеющей стали и служит более надежным покрытием по сравнению с рубашками из листов нержавеющей стали.

Подшипники и пяты. В насосах применяются подшипники скользящего трения или качения, в последнем случае — шариковые и роликовые. Горизонтальные крупные насосы с диаметром вала больше 100 *мм* имеют подшипники трения скольжения с чугунным корпусом и вкладышами. Для заливки вкладышей применяют баббит марки Б83 и Б16, бронзу и пластмассы. В большинстве насосов подшипники бывают разъемной конструкции и состоят из двух половинок. Смазка кольцевая,

жидкая. Такие опоры применяются в крупных насосах Д, например 20Д-6, 32Д-19, 48Д-22, 20НДн и 24НДн.

Подшипники трения скольжения уравновешивают радиальные силы. Для уравновешивания осевых сил, которые могут возникнуть у насосов с двойным входом воды на колесо, ставят радиально-упорные шарикоподшипники на одной из опор, в общем корпусе с подшипником трения скольжения. На рисунке 57 показана конструкция подшипника крупного центробежного насоса.

Имеется тенденция к замене в гидромашинах баббитовых вкладышей биметаллическими тонкостенными стале-баббитовыми вкладышами с толщиной слоя баббита до 1 *мм*. Применяется также псевдосплав

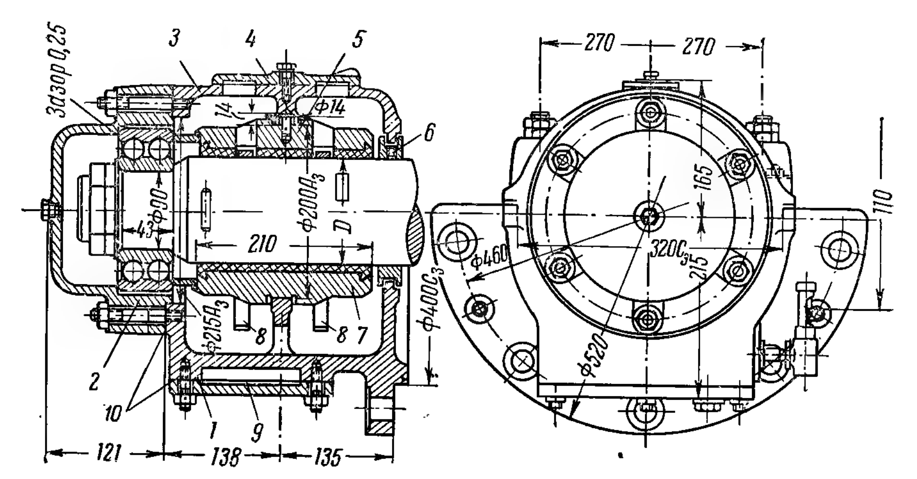


Рис. 57. Конструкция подшипника трения скольжения насоса:

1 — нижняя крышка; *2* — боковая крышка; *3* — верхняя крышка; *4* — крышка масляной камеры; *5* — верхний вкладыш; *6* — уплотнительное кольцо; *7* — нижний вкладыш; *8* — смазочные кольца; *9* — нижняя крышка; *10* — бумажная прокладка толщиной 0,5 *мм*.

(50% свинца и 50% алюминия) и сплав ЦАМ 10-5 (из 85% цинка, 10% алюминия и 5% меди). Последний сплав рекомендован для валов диаметром до 100 *мм*.

В вертикальных насосах широко применяют подшипники скользящего трения с лигнофолевыми (древесными) пластиками, с водяной смазкой (насосы 28В-12, 32В-12, 70В-36, 40В-16, О). Артезианские насосы (12А-18 × 8) имеют текстолитовые подшипники (текстолит — пластмасса на основе ткани). Резиновые вкладыши используют в подшипниках насосов при наличии песка в воде. Шариковые подшипники широко применяют в насосах типа К, Д. Конструкция этих подшипников рассматривается в курсе «Детали машин». Опорные пяты у вертикальных насосных агрегатов представляют собой обычные конструкции. Лишь осевые и центробежные насосы большой производительности (например, пропеллерные на подачу 25 и 15 $м^3/сек$ и центробежные — до 15 $м^3/сек$) имеют подпятники с сегментами. Они обеспечивают жидкостное трение благодаря применению самоустанавливающихся сегментов, в которых образование масляных клиньев происходит автоматически во время работы.

Лопастные насосы имеют также вспомогательные детали: гайки, контргайки, винты, шпильки, муфты, уплотняющие втулки, пробки, краны и другие детали машин, размеры и конструкции которых стандартизованы.

§ 9. ОСЕВАЯ НАГРУЗКА НА КОЛЕСО И УСТРОЙСТВА ДЛЯ РАЗГРУЗКИ ОСЕВЫХ УСИЛИЙ

Рассмотрим схему колеса центробежного насоса, изображенную на рисунке 58, *а*. Со стороны всасывающей трубы при работе насоса действует давление p_1, которое при положительной высоте всасывания насоса меньше атмосферного. Давление в зазоре между рабочим колесом и направляющим аппаратом, а при отсутствии последнего давление на периферии колеса обозначим через p_2; оно больше p_1. Вследствие разности давлений p_2—p_1 должен установиться ток жидкости (через щели и неплотности уплотняющих колес) от периферии колеса в пространство всасывающей трубы через полость, обозначенную на рисунке *С*. От вращения колеса в полости *С* возникнет центробежная сила, которая будет несколько задерживать жидкость, протекающую от периферии колеса во всасывающую трубу. В полости С установится некоторое давление, среднее между p_2 и p_1. В полости *В* давление в жидкости около периферии колеса будет равно p_2; по мере же приближения к валу насоса давление от действия центробежной силы будет уменьшаться.

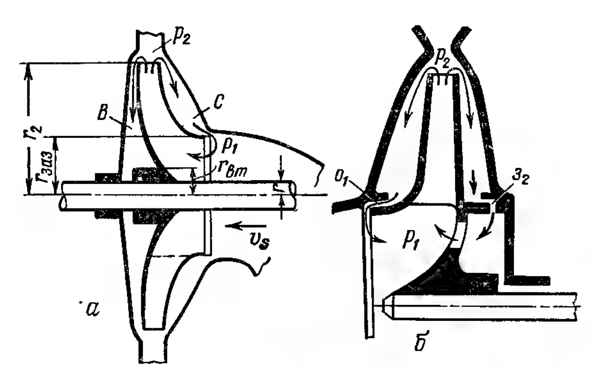


Рис. 58. Осевая нагрузка на рабочее колесо насоса — расчетная схема.

Если условно принять, что давление в полостях *В* и *С* равно, то осевое давление, представляющее собой разность давлений по обе стороны колеса, определится так:

$$P_{ос} = \left(\pi r_2^2 - \pi r_{вт}^2\right) p_2 - \left(\pi r_2^2 - \pi r_{заз}^2\right) p_2 - \left(\pi r_{заз}^2 - \pi r_{вт}^2\right) p_1 ; \qquad (64)$$

$$P_{ос} = \left(\pi r_{заз}^2 - \pi r_{вт}^2\right)\left(p_2 - p_1\right).$$

Для подсчета осевой нагрузки в обычных радиальных колесах с загнутыми назад лопастями можно пользоваться приближенной формулой:

$$P_{ос} = \gamma\pi\left(r_{заз}^2 - r_{вт}^2\right) H, \qquad (65)$$

где H — полный напор, развиваемый колесом насоса;
γ — вес единицы объема жидкости.

Напор считается приложенным по всей площади отверстия колеса.

В действительности осевое давление будет меньше определяемого по формулам (64) и (65), так как нами не учитывалось некоторое давление от реакции воды при отклонении ее из осевого направления в радиальное во время входа на колесо. Это давление будет уменьшать осевое. Кроме того, давление в полости *С* будет меньше, чем это указывалось выше, что тоже несколько уменьшит значение $P_{ос}$, определяемое по формулам (64) и (65).

Следует заметить, что на величину осевого усилия влияют различие по ширине и величине полостей *В* и *С*, условия протекания в них жидкости и случайный (при сборке) осевой сдвиг колеса относительно направляющего аппарата или корпуса насоса. Все же на практике часто пользуются выведенными выше формулами для подсчета осевых усилий, хотя они и получены при целом ряде упрощающих условий.

Для уравновешивания осевых усилий существует много способов, которые могут быть разделены на гидравлические и механические.

В одноколесных насосах применяют двухсторонний вход воды, чем достигается гидравлическое уравновешивание колес. Для восприятия случайных осевых усилий применяется механическое уравновешивание, представляющее собой небольшие осевые опоры в виде шариковых или кольцевых пят (упорные подшипники) или установочных колец на валу. При больших числах оборотов вала насоса ставят радиально-упорные или радиальные глубококанавчатые подшипники.

Многоколесные насосы в настоящее время конструируют с зеркальным и попарно симметричным расположением колес (рис. 17), чем достигается гидравлический способ уравновешивания осевых усилий. Остаточные и случайные осевые нагрузки воспринимаются механическими устройствами в виде радиально-упорного шарикового или роликового подшипника, расположенного в опоре вала (рис. 17). Недостаток симметричного расположения колес, несмотря на простой по идее способ уравновешивания осевых усилий, состоит в утяжелении и усложнении конструкции корпуса насосов.

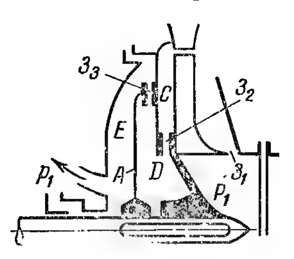


Рис. 59. Схема гидравлической пяты для уравновешивания осевых усилий.

В колесах с односторонним входом воды на колесо уравновешивание осевых усилий в насосах некоторых конструкций достигается тем, что колесо снабжается со стороны, противоположной всасыванию, таким же уплотняющим кольцом, как и со стороны всасывания (рис. 59). Кроме того, в диске колеса около втулки высверливают отверстия, через которые проходит расход, пропущенный зазором $з_2$; таким образом поддерживается давление, близкое к давлению всасывания p_1. При одинаковых зазорах $о_1$ и $з_2$ и больших отверстиях в колесе последнее довольно хорошо уравновешивается, хотя при этом и требуется устройство упорного подшипника для восприятия случайных осевых сил. Гидравлический способ уравновешивания колеса также имеет недостатки, сводящиеся к уменьшению к. п. д. насоса, так как при этом утечка происходит с двух сторон колеса.

В насосах К более ранних выпусков вместо отверстий в колесе применяли особую разгружающую трубу, которая соединяла полость за колесом около его втулки со всасывающим патрубком насоса. Кроме того, рабочее колесо имело второе уплотняющее кольцо. Вертикальные центробежные насосы с односторонним входом воды на колесо более ранних выпусков тоже имели особую трубу, соединяющую пространство за колесом с входным патрубком. Подобная конструкция применялась и в вертикальных радиально-осевых турбинах.

В многоколесных насосах с последовательным расположением колес устраивали особые гидравлические разгрузочные диски или гидравлические пяты, что позволяло исключить механические устройства. На рисунке 59 приведена схема одного из таких устройств. На вал насоса наглухо насаживается особый диск A, который помещается за последним колесом насоса в его напорной части. Между колесом и неподвижной стенкой корпуса имеется зазор $з_2$, находящийся в плоскости, нормальной к оси насоса. Такой же зазор $з_3$ имеется между диском A и стенкой корпуса. Из камеры E устроен отвод воды, вследствие чего в ней устанавливается атмосферное давление или давление, близкое к p_1, если труба сообщается с входным патрубком насоса. Действие устройства состоит в том, что при увеличении давления в камере E уменьшается зазор $з_3$ и одновременно увеличивается зазор $з_2$, так как при этом колесо сильнее нагружается и смещается несколько вправо. Следовательно, давление в полости D увеличится, что приведет, в свою очередь, к увеличению силы давления на диск A; эта сила передвинет

колесо влево. При этом увеличится зазор $з_3$ и уменьшится зазор $з_2$, давление в полости D понизится, а в полости C увеличится, что приведет к смещению колеса в правую сторону. В результате колесо все время будет поддерживаться в должном месте благодаря гидравлическому уравновешиванию без дополнительных механических устройств.

Аналогичная конструкция уравновешивания осевых усилий с использованием разгрузочного диска применяется в шахтных насосах МС типа «Комсомолец», в которых разгрузочный диск навинчивается на вал насоса и плотно стягивает рабочие колеса через особую втулку. На втулке диска имеется гаечная головка для его навинчивания и отвинчивания. Изменение величины зазора между диском и уплотнительным кольцом происходит в пределах 0,1—0,25 *мм*; следовательно, необходима тщательная пригонка кольца и диска.

В процессе эксплуатации лопастных насосов следует особое внимание обращать на правильность работы разгрузочных устройств, руководствуясь заводскими указаниями по уходу за насосами, а также ведомственными инструкциями по эксплуатации машин.

§ 10. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Внутри насоса происходят потери энергии на: 1) гидравлические сопротивления в проточной части насоса; 2) механические сопротивления (трение дисков колеса о жидкость и трение в подшипниках и сальниках); 3) объемные потери. Гидравлические сопротивления в проточной части насоса $h_{нас}$ состоят из гидравлических сопротивлений во входной части насоса $h_{в.нас}$, в колесе $h_{кол}$ и в отводе $h_{н.нас}$. Следовательно,

$$h_{нас} = h_{в.нас} + h_{кол} + h_{н.нас}.$$

Напор, развиваемый рабочим колесом и отводящими устройствами,

$$H_t = H_г + h_т + h_{в.нас} + h_{кол} + h_{н.нас} = H + h_{нас}, \quad (66)$$

где H — напор насоса [см. формулу (1)].

Для насосной установки, изображенной на рисунке 3, напор H можно определять по измерительным приборам, как указано в формуле (1). Отношение H к H_t и будет гидравлическим коэффициентом полезного действия; следовательно,

$$\frac{H}{H + h_{нас}} = \frac{H}{H_t} = \eta_г. \quad (67)$$

Механический коэффициент полезного действия можно определить по формуле:

$$\frac{N - N_{мех}}{N} = \frac{N_i}{N} = \eta_{мех}, \quad (68)$$

где $N_{мех}$ — суммарные потери на механические сопротивления (трение дисков колеса о жидкость и трение в подшипниках);

N_i — по аналогии с поршневыми машинами называется **индикаторной мощностью**.

Объемный коэффициент полезного действия насоса определяется по формуле:

$$\frac{Q}{Q + q} = \frac{Q}{Q_t} = \eta_{об}, \quad (69)$$

где q — подача (расход), определяемая как утечка через зазор (рис. 60).

Если при выходе с колеса центробежного насоса в направляющий аппарат или прямо в спиральный отвод (улитку) жидкость будет иметь давление p_2, а во входной части перед колесом p_1, то перепад давления $p_2—p_1$ обусловливает возвращение некоторой части расхода q через зазоры (на окружности колеса и в месте примыкания колеса к входному патрубку через уплотнения) обратно во входную часть колеса. В действительности перепад давления Δp будет меньше $p_2—p_1$, так как часть давления p_2 при протекании потока между корпусом и передним диском колеса будет уменьшаться благодаря медленному движению потока, увлекаемого вращающимся колесом [32]; давление перед уплотнением будет $p_i < < p_2$. Это изменение давления определяется формой движения жидкости между корпусом и диском колеса.

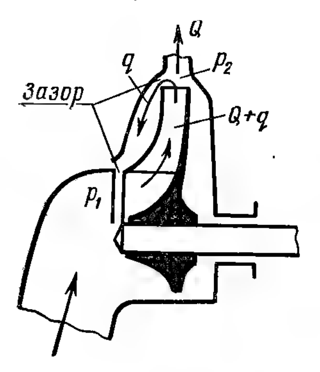


Рис. 60. Схема протекания жидкости через зазор.

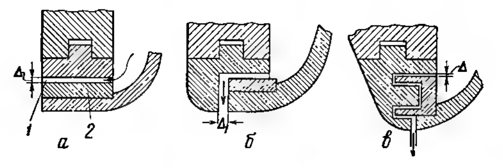


Рис. 61. Конструкции зазоров между рабочим колесом и корпусом насоса у входа на рабочее колесо:

а — кольцевой; *б* — угловой; *в* — лабиринтовый; *1* — зазор; *2* — уплотняющее кольцо.

На рисунке 60 протекание жидкости через зазоры (конструктивная форма которых показана на рисунке 61) указано стрелками. Протекание жидкости через зазоры исследуется опытным путем. Если принять для всех видов уплотнений величину зазора $\Delta = \text{const}$, то коэффициент расхода μ в формуле

$$Q_{\text{заз}} = \mu F_{\text{заз}} \sqrt{2gh_{\text{заз}}}$$

составит $\mu = 0{,}4 \div 0{,}5$ (рис. 61, *а*); $\mu = 0{,}35 \div 0{,}45$ (рис. 61, *б*); $\mu = 0{,}15 \div 0{,}20$ (рис. 61, *в*). При прочих равных условиях последний тип уплотнения используют для центробежных насосов с колесами малой быстроходности, то есть при больших напорах, создаваемых колесом. Уплотнения первого типа (рис. 61, *а*) применяют для быстроходных колес центробежных насосов.

Насосостроительные заводы имеют опытные данные по $\Delta p = \gamma h_{\text{заз}}$ и коэффициентам μ расхода протекающей жидкости через зазоры и уплотнения [47]. Колесо пропускает расход $Q_t = Q + q$; Q подается в напорную трубу, q возвращается обратно во входную часть насоса.

В насосах старых конструкций $\eta_{\text{об}} = 0{,}95 \div 0{,}98$, в современных американских и отечественных конструкциях $\eta_{\text{об}} = 0{,}995$. Величина q зависит не только от перепада давления, но и от формы применяемых уплотнений, величины зазора на уплотнении и, наконец, от ширины уплотнения.

Произведение всех коэффициентов полезного действия равно полному коэффициенту полезного действия насоса. Докажем, что

$$\eta_{\text{об}} \eta_{\text{г}} \eta_{\text{мех}} = \eta_{\text{н}}. \tag{70}$$

Для этого в формулу (70) подставим значения к. п. д. из формул (67), (68) и (69):

$$\eta_{об}\eta_г\eta_{мех} = \frac{Q}{Q+q}\cdot\frac{H}{H_t}\frac{N_i}{N} = \frac{QH}{(Q+q)H_t}\frac{N_i}{N} = \frac{\frac{\gamma QH}{102}}{\frac{\gamma(Q+q)H_t}{102}}\frac{N_i}{N}.$$

Но

$$\frac{\gamma(Q+q)H_t}{102} = N_i,$$

тогда

$$\eta_{об}\eta_г\eta_{мех} = \frac{\gamma QH}{102N} = \eta_н,$$

что и доказывает справедливость формулы (70).

В современных насосах достигнуты высокие к. п. д. Их значения, по данным профессора Д. Я. Суханова, приведены в таблице 3.

Таблица 3

Марка насоса	$\eta_н$	$\eta_{об}$	$\eta_г$	$\eta_{мех}$
3НК	0,77	0,94	0,9	0,91
8НД$_в$	0,815	0,975	0,9	0,93
12НД$_с$	0,88	0,99	0,92	0,965
16НД$_н$	0,88	0,995	0,92	0,97

Повышение к. п. д. объясняется как улучшением конструкций деталей насосов, так и уменьшением гидравлических сопротивлений в проточной части насосов.

Следует иметь в виду, что при отклонении рабочего режима насоса от нормального (соответствующего $\eta_{мех}$) изменяются и коэффициенты полезного действия насоса. Подведенная от двигателя к насосу мощность N расходуется: а) на полезную работу $N_{пол} = \frac{\gamma QH}{102}$; б) на механические сопротивления $N_{мех}$; в) на преодоление гидравлических сопротивлений в проточной части насоса $N_{г.с} = \frac{\gamma Qh_{т.н}}{102}$; г) на протекание жидкости через зазоры и уплотнения, то есть на так называемые утечки $N_у = \frac{\gamma qH_t}{102}$. Составляя баланс энергии для насоса, можно написать:

$$N = N_{пол} + N_{мех} + N_{г.с} + N_у. \qquad (71)$$

Как показывают опыты [44], приведенный баланс энергии соблюдается лишь для нормального режима центробежного насоса. При подачах же меньших, чем при нормальном режиме, равенство не соблюдается, так как энергия, полученная насосом, затрачивается еще на преодоление тормозной мощности $N_т$ вследствие образования вихревых токов внутри каналов рабочего колеса и наличия обратных скоростей у кромок рабочего колеса при малых расходах. Тогда получим:

$$N = N_{пол} + N_{мех} + N_{г.с} + N_у + N_т. \qquad (72)$$

Таким образом, формула (71) является частным случаем формулы (72).

Пример. При исследовании насоса оказалось, что $N=100$ *квт*; $N_{мех}=7$ *квт*; $H=35$ *м*; $Q=204$ *л/сек*; $q=8{,}2$ *л/сек*; $h_{нас}=9{,}3$ *м*; $N_{пол}=70$ *квт*. Тогда $H_t=35+9{,}3=44{,}3$ *м*;

$$N_{г.с} = \frac{1\cdot 204\cdot 9{,}3}{102} = 19\ квт; \quad N_у = \frac{1\cdot 8{,}2\cdot 44{,}7}{102} = 4\ квт.$$

Из формулы (71) получим: 70+7+19+4=100 *квт*. Составим баланс мощности в процентах:

1) механические сопротивления $\frac{7}{100}\,100 = 7\%$

2) гидравлические сопротивления $\frac{19}{100}\,100 = 19\%$

3) утечка $\frac{4}{100}\,100 = 4\%$

4) полезная мощность $\frac{70}{100}\,100 = 70\%$

сумма $\frac{\Sigma N}{N}\,100 = 100\%$

Баланс в данном случае составлен для нормальных условий работы насоса. Вычислим к. п. д. нашего насоса:

$$\eta_{об} = \frac{204}{212{,}2} = 0{,}96, \text{ или } 96\%; \quad \eta_{г} = \frac{35}{44{,}7} = 0{,}787, \text{ или } 78{,}7\%;$$

$$\eta_{мех} = \frac{100 - 7}{100} = 0{,}93, \text{ или } 93\%;$$

$$\eta_{н} = 0{,}96 \cdot 0{,}775 \cdot 0{,}93 = 0{,}70.$$

Этот результат и должен был получиться, так как

$$\frac{N_{пол}}{N} = \frac{70}{100} = 0{,}7, \text{ или } 70\%.$$

Практическое определение коэффициентов полезного действия центробежного насоса представляет собой довольно сложную задачу и составляет так называемые балансовые испытания насоса, о которых будет сказано ниже.

В осевых насосах определение потерь в проточной части машины благодаря их взаимосвязанности сопряжено с большими трудностями. Наличие зазора между лопастями колеса и стенкой камеры, в которой установлено колесо, приводит к протеканию потока с рабочей стороны на нерабочую, что вызывает разрушение структуры потока и возникновение добавочных гидравлических потерь. Поэтому в осевой машине следует отдельно, вне общего к. п. д. машины, рассматривать гидравлические потери внутри насоса; эти потери и будут характеризовать качество машины. Потери на трение в подшипниках и уплотнениях и внешние объемные потери надо определять отдельно от гидравлических сопротивлений. Поэтому при составлении баланса мощности следует учитывать только внутренние гидравлические потери, которые разделяются на профильные, концевые и щелевые.

Эти вопросы подробно излагаются в специальной литературе.

§ 11. ПОДОБИЕ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ НАСОСОВ

Моделирование насосов позволяет на основе подобия физических процессов в проточной части модели лопастного насоса судить о потоке другого насоса, подобного модели, называемого н а т у р о й. В основу подобия лопастных насосов положено механическое подобие, которое заключается в равенстве отношения некоторых величин и характеризует две однотипные механические системы. При моделировании гидродинамических явлений потока в основу кладется геометрическое, кинематическое и динамическое подобие. Г е о м е т р и ч е с к о е п о д о б и е предполагает такое пропорциональное изменение рабочего колеса модели, при котором новое колесо натуры геометрически подобно колесу мо-

дели. Если обозначить любой из линейных размеров модели $l_м$, а натуры $l_н$, то отношение их будет:

$$\frac{l_н}{l_м} = i_e = \text{const}. \qquad (73)$$

В практике за линейные размеры обычно принимают одноименные диаметры рабочих колес. Тогда

$$\frac{D_н}{D_м} = i_D = i_l. \qquad (74)$$

Кинематическое подобие предполагает, что безразмерные поля скоростей в потоке модели и натуры одинаковы. Практически это сводится к постоянному отношению скоростей во входных и выходных треугольниках, а следовательно, и к равенству углов α' и β' в этих треугольниках.

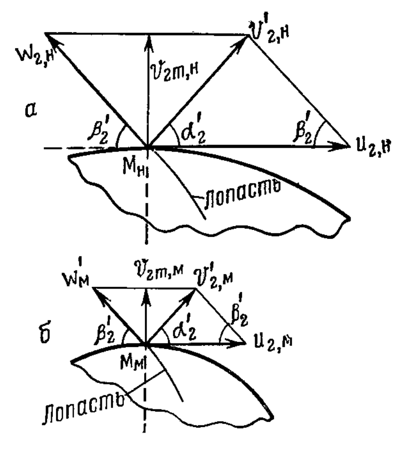


Рис. 62. План скоростей у выхода рабочего колеса:

а — колесо натуры; *б* — колесо модели.

Для выполнения динамического подобия в двух подобных потоках необходимо, чтобы отношение сил инерции к силам трения или тяжести было постоянным. Как следствие этого должно соблюдаться равенство критериев подобия, то есть отвлеченных параметров, постоянство которых выражает условия физического подобия различных явлений. Такими критериями служат числа Рейнольдса Re, Фруда Fr, Струхаля Sh (критерий гомохронности) или H_0, Эйлера Eu. Таким образом, для динамических подобных потоков необходимо, чтобы соблюдались равенства основных, то есть определяющих критериев:

$$\left.\begin{aligned} Re_н &= Re_м \\ Fr_н &= Fr_м \\ Sh_н &= Sh_м \end{aligned}\right\} \qquad (75)$$

Перечисленные условия (75) достаточны для того, чтобы потоки были подобны, но в практике могут встретиться случаи, когда необходимо соблюдать лишь один из перечисленных критериев. Например, при протекании жидкости по трубе достаточно сохранить постоянство Re при моделировании потоков. Иногда при моделировании приходится выбирать иные критерии, чем указано выше. Так, в теории подобия гидромашин, как мы увидим ниже, за безразмерные величины принимают отношения параметров, характеризующих работу машины (подачу, напор, мощность).

Пусть два рабочих колеса будут геометрически подобны. Изменим режимы потоков, протекающих в этих колесах. При этом пропорционально изменяются все размеры колес и скорости вращения (рис. 62). Допустим: 1) постоянство углов входа и выхода α' и β' в скоростных треугольниках; 2) равенство коэффициентов полезного действия насоса (в действительности к. п. д. несколько меняются, о чем будет сказано ниже). Пользуясь соотношениями $\left[u = \frac{\pi Da}{60}\right.$ и $v = u \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$ (см. формулу 26) $\Big]$, можно написать для выхода:

$$\frac{u_{2н}}{u_{2м}} = \frac{D_{2н}}{D_{2м}}\frac{n_н}{n_м} = i_D\, i_n; \quad \frac{v'_{2н}}{v'_{2м}} = i_D\, i_n;$$

$$\frac{w'_{2н}}{w'_{2м}} = i_D\, i_n,$$

или

$$\frac{u_{2н}}{u_{2м}} = \frac{v'_{1н}}{v'_{1м}} = \frac{w'_{2н}}{w'_{2м}} = i_D\, i_n. \tag{76}$$

Следовательно, треугольники $M_н\, u_{2н}\, v'_{2н}$ и $M_м\, u_{2м}\, v'_{2м}$ (рис. 62) подобны, как имеющие пропорциональные стороны.

Из этих формул следует, что любая скорость для модели и натуры находится в следующих соотношениях с D и u:

$$\frac{v'_{2н}}{D_н n_н} = \frac{v'_{2м}}{D_м\, n_м},$$

или

$$\frac{v'_2}{D_2\, n} = \text{idem*};$$

аналогично

$$\frac{u^2}{D_2\, n} = \text{idem и } \frac{w'_2}{D_2\, n} = \text{idem}. \tag{77}$$

Это один из критериев подобия рабочих колес лопастных насосов. Нетрудно показать, что выражения (77) представляют собой критерий гомохронности Sh. В самом деле n обратно пропорционально времени T, следовательно,

$$\frac{v'_2\, T}{D} = \text{idem},$$

или

$$\frac{D}{v'_2\, T} = \frac{\text{длина}}{\text{скорость} \times \text{время}} = Sh. \tag{77'}$$

Можно написать:

$$Q_н = \eta_{об}\, \pi\, D_{2н}\, b_{2н}\, v'_{2н} \sin\alpha'_2,$$

$$Q_м = \eta_{об}\, \pi\, D_{2м}\, b_{2м}\, v'_{2м} \sin\alpha'_2.$$

Следовательно,

$$\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{b_{2н}}{b_{2м}}\,\frac{D_{2н}}{D_{2м}}\,\frac{v'_{2н}}{v'_{2м}} = i_D\, i_D\, i_D\, i_n = i_D^3\, i_n. \tag{78}$$

Из формулы можно написать:

$$\frac{Q}{D_2^3\, n} = \text{idem}. \tag{79}$$

Для напора

$$H_н = \eta_г\, \frac{v'_{2н}\, u_{2н} \cos\alpha'_2}{g}$$

* idem — то же самое.

и

$$H_м = \eta_г \frac{v'_{2м} u_{2м} \cos \alpha'_2}{g},$$

откуда отношение

$$\frac{H_н}{H_м} = \frac{v'_{1н} u_{2н}}{v'_{1м} u_{2м}} = i_D i_n i_D i_n = i_D^2 i_n^2, \qquad (80)$$

или

$$\frac{H}{D_2^2 n^2} = \text{idem}. \qquad (81)$$

Так как при равных к. п. д.

$$\frac{N_н}{N_м} = \frac{Q_н H_н}{Q_м H_м} = i_D^3 i_n i_D^2 i_n^2 = i_D^5 i_n^3, \qquad (82)$$

то

$$\frac{N}{D_2^5 n^3} = \text{idem}. \qquad (83)$$

Все выведенные в формулах (78, 80, 82) закономерности подтверждаются опытами с центробежными и осевыми насосами. Следовательно, принятые допущения о равенстве углов в скоростных треугольниках натуры и модели и коэффициентов полезного действия сохраняют свою силу для лопастных насосов (незначительные изменения к. п. д. существенно не влияют на выведенные закономерности). Режимы работы лопастных насосов, при которых сохраняется подобие скоростных треугольников, называются изогональными (то есть равноугольными). Если принять $i_n = 1$, то есть сохранить только геометрическое подобие рабочих колес, то

$$\frac{Q_н}{Q_м} = i_D^3; \quad \frac{H_н}{H_м} = i_D^2; \quad \frac{N_н}{N_м} = i_D^5. \qquad (84)$$

При $i_D = 1$, то есть при изменении только оборотов у насосов (динамическое подобие), из формул (78), (80), (82) получим отношения:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{Q_н}{Q_м} = \frac{Q_{n_1}}{Q_{n_2}} = \frac{n_1}{n_2} = i_n; \\ &\frac{H_н}{H_м} = \frac{H_{n_1}}{H_{n_2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 = i_n^2 \text{ и } \frac{N_н}{N_м} = \frac{N_{n_1}}{N_{n_2}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 = i_n^3. \end{aligned}\right\} \qquad (85)$$

Выведенные закономерности широко применяют в практике строительства и эксплуатации насосов.

Из формул (78) и (80) можно вывести:

$$i_D = \sqrt{\frac{Q_н}{Q_м}} \sqrt[4]{\frac{H_м}{H_н}}, \qquad (86)$$

$$i_n = \sqrt{\frac{Q_м}{Q_н}} \sqrt[4]{\left(\frac{H_н}{H_м}\right)^3}. \qquad (87)$$

Законы подобия дают возможность:

1) зная эксплуатационные условия модельного колеса, определить условия работы его натуры;

2) при проектировании нового насоса (иногда больших размеров) запроектировать, построить и испытать только его модель и по модели построить новый насос;

3) по имеющейся модели определить размеры какой-либо натуры.

Покажем это на примерах.

Пример. Насос 12 НДс при числе оборотов вала 1450 *об/мин* и подаче 350 *л/сек* создает напор 64 *м вод. ст.* Коэффициент полезного действия насоса 88%. Определить подачу, напор и мощность насоса при $n=960$ *об/мин.* Согласно формуле (85), получим:

$$i_n = \frac{960}{1450} = 0,66; \quad i_n^2 = 0,435; \quad i_n^3 = 0,286.$$

Следовательно,

$$Q_{960} = Q_{1450}\, i_n = 350 \cdot 0,66 = 230 \text{ л/сек};$$

$$H_{960} = H_{1450}\, i_n^2 = 64 \cdot 0,435 = 27,7 \text{ м};$$

$$N_{1450} = \frac{1 \cdot 350 \cdot 64}{102 \cdot 0,88} = 250 \text{ квт};$$

при $\eta_{1450} = \eta_{960}$

$$N_{960} = N_{1450}\, i_n^3 = 250 \cdot 0,286 = 72 \text{ квт}.$$

Пример 2. Размеры модели пропеллерного колеса: $D_{2м} = 350$ *мм*; $n_м = 930$ *об/мин*; $Q_м = 250$ *л/сек*; $H_м = 3,5$ *м*; $N_м = 9,95$ *квт*. Необходимо определить размеры и скорость вращения для натуры при $H_н = 6$ *м* и $Q_н = 4$ *м³/сек*. По формулам (86) и (87) находим:

$$i_D = \sqrt{\frac{4}{0,25}}\ \sqrt[4]{\frac{3,5}{6}} = 3,52;$$

$$i_n = \sqrt{\frac{0,25}{4}}\ \sqrt[4]{\left(\frac{6}{3,5}\right)^3} = 0,37.$$

Следовательно, $D_{2н} = D_{2м}\, i_D = 1220$ *мм*;

$$n_н = n_м\, i_n = 345 \text{ об/мин}; \quad N_н = N_м\, i_D^5\, i_n^3 = 270 \text{ квт}.$$

Следует заметить, что подобие может наблюдаться при полном механическом подобии потоков, протекающих по проточным частям двух насосов (натуры и модели), что, в свою очередь, требует подобного геометрического изменения шероховатости поверхности в рабочих органах насоса и равенства чисел Рейнольдса. Последнее условие приводит к большой скорости вращения вала у модельного насоса, поэтому в практике ограничиваются большей частью геометрическим подобием, так как процесс протекания потока жидкости происходит в автомодельных областях у модели и натуры, где не сказывается влияние чисел Рейнольдса. В гидротурбинах применяют ряд формул для пересчета к. п. д. натуры и модели на основании теоретических и опытных данных. В насосной практике этот вопрос не нашел еще достаточного обоснования [32]. Профессор А. А. Ломакин на основе заводских исследований центробежных насосов указывает, что гидравлический к. п. д. насоса можно определить из соотношения:

$$\eta_{г.н} = 1 - (1 - \eta_{г.м})\, \frac{\lg D_{1пр.н} - 0,172}{\lg D_{1пр.м} - 0,172}, \tag{88}$$

где $D_{1пр} = 4000\ \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}$ *мм*; Q принято в *м³/сек*. Значение объемного к. п. д. определяется по формуле:

$$\eta_{об} = \frac{1}{1 + 0,68 n_s^{-2/3}}. \tag{89}$$

Механические потери (дисковые) относят к гидравлическим потерям, которые рекомендуется определять по формуле:

$$\eta_{i\,мех} = \frac{n_s^2}{n_s^2 + 820}. \tag{90}$$

Вводя понятие о внутреннем к. п. д. насоса η_i равном произведению $\eta_{об}\,\eta_г\,\eta_{мех}$, можно принять, что в условиях автомодельности при различном числе оборотов $\eta_i = \text{const}$, то есть для натуры и модели этот к. п. д. не изменяется. При изменении масштаба η_i может изменяться за счет влияния относительной шероховатости на $\eta_г$ и относительной величины зазоров на $\eta_{об}$. Таким образом, пока нет окончательного решения об изменениях $\eta_{нат}$ и $\eta_{мод}$ при динамическом и геометрическом подобии насоса. В практике пользуются не совсем обоснованной формулой для насосов Moody при определении $\eta_н$ по $\eta_м$:

$$\eta_н = 1 - (1 - \eta_м)\, i_D^{-0,45} \cdot i_n^{-0,2}. \tag{91}$$

Пример. Дано: $\eta_м = 0,82$; $i_D = 2$; $i_n = 0,5$. Определить $\eta_н$.

$$\eta_н = 1 - 0,18 \cdot 0,84 = 0,85.$$

В действительности для больших насосов получается небольшое увеличение к. п. д. по сравнению с к. п. д. его модели. Если в формуле (91) принять $i_D = 1$, то

$$\eta_н = 1 - (1 - \eta_м)\, i_n^{-0,2}.$$

Этой формулой иногда пользуются для пересчета к. п. д. при динамическом подобии.

§ 12. УДЕЛЬНОЕ ЧИСЛО ОБОРОТОВ НАСОСА n_s. КЛАССИФИКАЦИЯ КОЛЕС ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ ПО n_s

Удельным числом оборотов (иначе быстроходностью) n_s рабочего колеса насоса называется скорость вращения такого нового колеса, которое во всех деталях геометрически подобно рассматриваемому. Размеры нового колеса (модели) подбираются так, что при напоре $H_м = 1$ *м* и полезной мощности 1 *л. с.* величина подачи равна 75 *л/сек* (0,075 *м³/сек*). Размеры и скорость вращения такого «эталонного» насоса можно определить из формулы (87), принимая $n_н = n$; $Q_н = Q$; $H_н = H$.

$$n_м = n_s = n \sqrt{\frac{Q}{Q_м}} \sqrt[4]{\left(\frac{H_м}{H}\right)^3}. \tag{92}$$

Если принять $Q_м = 0{,}075$ *м³/сек*, а $H_м = 1$ *м*, то

$$n_s = \frac{3,65\, n \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}, \tag{93}$$

или, вводя в уравнение (93) полезную мощность насоса $N_{пол} = \dfrac{1000\,QH}{75}$ вместо Q, получим:

$$n_s = \frac{n \sqrt{N_{пол}}}{H \sqrt[4]{H}}. \tag{94}$$

В формуле (93) Q следует брать в *м³/сек*, а H в *м* для одного колеса насоса с односторонним входом воды на колесо. При последовательном расположении колес n_s следует определять по напору, создаваемому одним колесом, для колес с двойным входом воды — по подаче Q, отнесенной к половине колеса.

Надо заметить, что n_s колеса и насоса не всегда совпадают: одинаковые n_s будут для одноколесных насосов с односторонним входом воды на колесо. За нормальное значение n_s следует принимать то, которое соответствует нормальному режиму работы колеса, то есть при

определении n_s надо в формулу (93) подставлять значения Q и H, соответствующие $\eta_{макс}$. При других значениях Q и H будут получаться и другие значения n_s.

Выбор «эталона» с $Q=0{,}075$ *м³/сек* и $H_м=1$ *м* условен. Можно принять $Q=1$ *м³/сек*, а $H_м=1$ *м*, тогда для n_s будут получаться иные значения и формула (92) примет вид:

$$n_s = \frac{n\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}. \qquad (95)$$

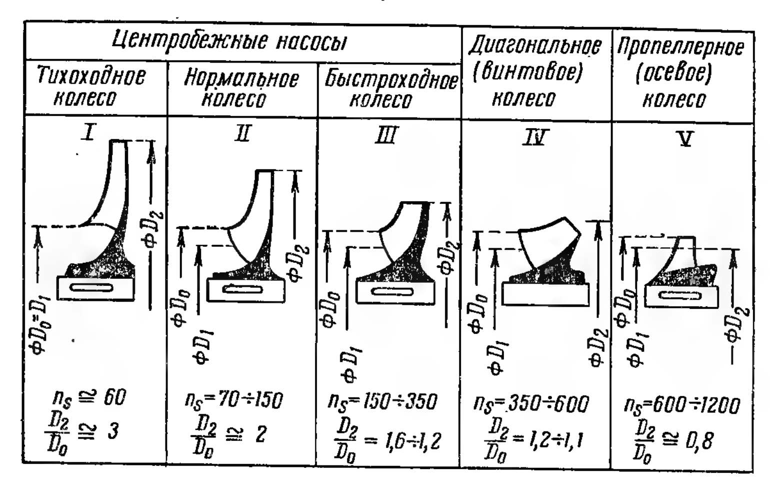


Рис. 63. Классификация рабочих колес лопастных насосов по быстроходности и приближенные значения соотношений основных размеров их.

Можно вывести следующие зависимости n_s от конструктивных размеров колеса, если в формулу (93) подставить значения величин из формул (27), (49) и (51):

1) n_s тем больше, чем меньше $\frac{D_2}{D_1}$ и $\frac{D_2}{b_1}$, чем больше угол β_1 и, следовательно, чем больше скорость входа v_1 или v_0;

2) n_s тем больше, чем меньше угол лопатки β_2 при выходе, то есть чем сильнее загнута назад лопасть и чем меньше χ, что соответствует меньшему числу лопаток.

Подобные колеса имеют одинаковые значения n_s, но вообще не всегда при одинаковых значениях n_s колеса подобны.

Колеса лопастных насосов можно разделить на следующие группы:

1) тихоходные, нормальные и быстроходные колеса центробежных насосов;

2) диагональные и осевые колеса для диагональных (винтовых) и осевых (пропеллерных) насосов (рис. 63).

§ 13. ИСПЫТАНИЕ ЛОПАСТНЫХ НАСОСОВ

При испытании лопастных насосов определяют гарантированные заводом-изготовителем величины напора H, подачи Q и потребляемой насосом мощности N при определенной скорости вращения вала насоса n, а также выясняют функциональные зависимости H, N от Q при постоянном значении n. Зависимости H, N от Q вычерчивают в виде графиков для замеренных величин Q, H, N. Попутно вычисляют к. п. д. насоса по формуле $\eta_н = \frac{\gamma QH}{102N}$ (если N определено в *квт*). Для различ-

ных замеренных значений Q, H, N и строят кривую зависимости $\eta_н$ от Q. Такие кривые называются характеристиками насоса.

Различают следующие характеристики: 1) напорные, представляющие зависимости H от Q; 2) мощностные, представляющие зависимости N от Q; 3) коэффициента полезного действия, представляющие зависимость $\eta_н$ от Q.

Характеристики H, N и $\eta_н$ строят при постоянном значении n. На рисунке (64) приведены характеристики: напорная H (кривая 1), мощностная N (кривая 2) и к. п. д. $\eta_н$ (кривая 3). Гарантированные заводом значения подачи, напора и мощности (называемые иногда нормальными) обычно соответствуют максимальному к. п. д., они обозначены на рисунке 57 $N_{\eta макс}$; $H_{н\eta макс}$; $Q_{\eta макс}$ (индекс $н$ обозначает нормальный).

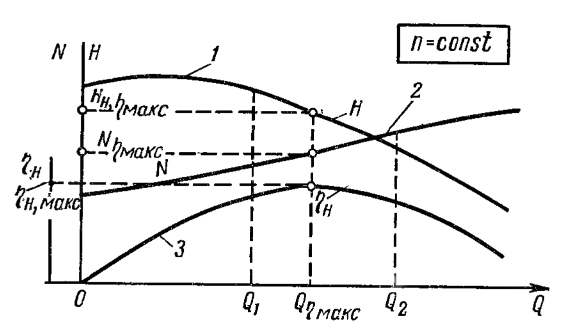


Рис. 64. Характеристики центробежного насоса:
$1 - H = f(Q)$ или $H - Q$; $2 - N - Q$; $3 - \eta_н - Q$.

Рекомендуемая область работы насоса, так называемая рабочая область, на заводских характеристиках, помещаемых в каталогах [1], обозначается особыми значками (на рисунке 64 — область значений от Q_1 до Q_2). Эта рабочая область рекомендуемой работы соответствует сравнительно высоким значениям $\eta_н$ в пределах от $0{,}9\,\eta_{макс}$ до $\eta_{макс}$. Правила и способы производства испытаний лопастных и вихревых насосов предусмотрены ГОСТ 6134—58, группа 82 («Насосы лопастные и вихревые. Правила и методы испытаний»). В них подробно излагаются способы испытаний и обработки наблюдений. Стандарт распространяется на следующие насосы:

1) с диаметрами входных патрубков не более 500 *мм* и с потребляемой мощностью не более 1000 *квт* — а) отделимые от двигателя, б) не отделимые от электродвигателя, допускающего изменение числа оборотов;

2) с диаметрами входных патрубков не более 300 *мм* и с потребляемой мощностью не более 150 *квт* — не отделимые от электродвигателя, не допускающего изменения числа оборотов.

Стандарт касается типовых или контрольных заводских испытаний, а также испытаний серийных насосов в лабораторных и производственных условиях в целях проверки соответствия этих насосов требованиям стандартов и технических условий, согласованным между заказчиком и поставщиком. При типовых испытаниях насосы должны подвергаться обкаточным, нормальным и кавитационным (см. § 14, глава II) испытаниям.

При контрольных испытаниях достаточно провести обкаточные испытания насосов и проверить напор в рабочей области, температуру подшипников, пят и сальников, уплотнения, качество сборки насоса и соединения его с двигателем. Испытания должны производиться при расчетном режиме насоса. Нормальные испытания надо производить в диапазоне подач, перекрывающих рабочую область насоса. При этом наибольшая подача должна устанавливаться техническими условиями, согласованными между заказчиком и поставщиком насоса. Наименьшая подача для центробежных насосов должна быть равна нулю (то есть испытание надо производить при закрытой задвижке на напорной трубе), а для осевых, диагональных и вихревых насосов — не более половины наименьшей подачи рабочей области насоса (то есть

при 0,5 $Q\eta_{макс}$). Число подач при испытаниях должно быть не менее 12, если форма кривых не имеет резких перегибов, и не менее 20 при сложной форме кривых.

Насосы большой производительности не могут испытываться в лабораторных условиях, поэтому испытывают их модели. Характеристики модели пересчитывают на характеристики натуры, пользуясь законами подобия. Характеристики натуры проверяют после ее установки на насосной станции, при приемно-сдаточных испытаниях и по особым техническим условиям, согласованным между поставщиком и заказчиком.

Измерение напора H. Напор насоса определяют по формуле (4). Для этого в отверстия, специально устроенные на входном патрубке, вставляют вакуумметр при $h_{вх}>0$ (или манометр, если $h_{вх}<0$); на напорном патрубке при $h_{н}>0$ вставляют манометр. При работе насоса с переменными значениями $h_{вх}$ и $h_{н}$ (положительными или отрицательными) устанавливают моновакуумметры. Если позволяют условия, в качестве вакуумметра следует брать ртутный прибор, дающий более точные показания, чем обычные металлические вакуумметры. Металлические приборы перед испытанием насоса проверяют на испытательной установке.

Для испытаний выбирают такие приборы, которые соответствуют измеряемым напорам. Например, по ГОСТ применение пружинных манометров при давлении ниже 1 *ат* не допускается. Пружинные манометры нужно подбирать так, чтобы давление соответствовало расчетному режиму работы насоса и отвечало средней трети шкалы манометра. Широко применяют самопишущие манометры. При автоматическом управлении устанавливают манометры с электрической передачей показаний на расстояние.

Измерение подачи (расхода) насоса Q. Подачу можно измерить различными способами. При определении весового расхода взвешивают на весах объем жидкости, поданный насосом за время t. Весовой расход (подача) насоса определяют как частное от деления веса воды на время t наполнения весового бака. При определении объемной подачи замеряют время наполнения бака определенного объема. Эти два точных способа определения подачи возможны при сравнительно небольших расходах воды (до 20 *л/сек*). При больших подачах насоса и в тех случаях, когда вообще нельзя определить подачу указанным способом, можно замерить подачу калиброванным водомером типа Вентури или мерными насадками, диафрагмами, устанавливаемыми в трубопроводе. Все эти приборы тщательно тарируют, в результате чего строят кривые связи между подачей и перепадом давления.

Для измерения перепада давления в приборах применяют дифференциальные манометры различных конструкций. Очень просто измеряют подачу с помощью различных водосливов. Можно также измерять ее, пользуясь вертушками, расположенными непосредственно в оросительном канале, отводящем воду от насосной станции, или в трубопроводе (большого диаметра). Наконец, для измерения расхода в качестве водомеров применяют фасонные переходные части (например, колена, конические переходы), а также протарированные задвижки и затворы.

Измерение мощности, потребляемой насосом. Измерение мощности в производственных условиях представляет собой трудную и не всегда выполнимую задачу (из-за отсутствия в эксплуатационных условиях необходимых измерительных приборов). Если насос непосредственно соединен с электродвигателем при помощи эластичной муфты, то задача замера мощности на валу насоса несколько упрощается, когда имеются рабочие характеристики электродвигателя.

Замеряя потребляемую электродвигателем мощность N_0 и умножая ее на соответствующий к. п. д. электродвигателя, взятый по его характеристике, можно определить мощность, отдаваемую электродвигателем

насосу, равную N, при непосредственном соединении электродвигателя с насосом; следовательно, $N = \eta_{эл.дв} \ N_0$. После этого легко вычислить и к. п. д. насоса.

При ременной передаче между двигателем и насосом мощность, отдаваемую электродвигателем, надо умножить на к. п. д. ременной передачи $\eta_{рем.пер}$. Следовательно, $N = \eta_{эл.дв} \ \eta_{рем.пер} \ N_0$. Так как к. п. д. ременной передачи представляет собой вообще переменную величину, то вычисленная величина N не является точной. При двигателях внутреннего сгорания, паровых и т. д. задача определения N еще более усложняется и требует специальных испытаний двигателей.

В лабораторных условиях мощность, отдаваемую электродвигателем, непосредственно связанным с насосом, можно довольно точно определить, применяя крутильный динамометр либо мотор-динамометр (мотор-весы). Эти приборы позволяют непосредственно определить крутящий момент на валу насоса.

Измерение скорости вращения. Обычно скорость вращения (число оборотов n) измеряют тахометром, который требует регулярной проверки. Очень удобным прибором является тахоскоп, представляющий собой счетчик оборотов, смонтированный вместе с секундомером. Изменяя при помощи регулировочной задвижки на напорной трубе расход насоса и замеряя для каждого положения задвижки напор, мощность и расход, можно графически построить опытные кривые H, N и $\eta_н$.

ГОСТ на испытание лопастных насосов указывает, что замер скорости вращения вала насоса (числа оборотов n в минуту) не допускается, если применяется счетчик числа оборотов отдельно от секундомера. При питании электродвигателя насоса от кольцевой сети можно определять n по номинальному числу оборотов двигателя при синхронных электродвигателях или по разности частот тока в сети и в якоре (по числу биений) при асинхронных. При измерении числа биений отсчет по секундомеру должен продолжаться не больше 15 секунд. При малом скольжении допускается измерение времени одного полного биения.

Испытания насосов с входными патрубками диаметром 300 *мм* и ниже, потребляемой мощностью 150 *квт* и ниже должны производиться при расчетном числе n. При больших значениях диаметров входных патрубков или потребляемой мощности допускается проводить испытания и при пониженных числах оборотов, однако они не должны быть меньше половины расчетного числа оборотов для насоса. Насосы испытывают при $n = \text{const}$; отклонение числа оборотов от принятого значения n при испытаниях допускается в пределах $\pm 5\%$.

Числовые значения измеренных величин вносят в протокол испытания. Все величины (Q, H, N) должны быть приведены к расчетному числу оборотов вала (скорости вращения) насоса n. Пересчета можно не делать, если при испытании значения n отличаются от расчетного меньше чем на 0,2%. После пересчета всех параметров на расчетное число оборотов характеристик H, N, $\eta_н$ строят графики их зависимости от Q.

Все опытные точки должны ложиться близко к проведенным кривым; если они ложатся по разные стороны кривых, то должны быть расположены на одинаковых расстояниях от них. Ошибочные результаты, которые заметны по отклонениям точек от кривых, надо исключать и снова определять. Все испытание бракуется и повторяется вновь, если общее число забракованных точек данной кривой больше 25%.

Установки для испытаний насосов бывают открытого и замкнутого типов. Установка, изображенная на рисунке 3, при сбросе жидкости из напорного резервуара по трубе обратно в приемный колодец может быть отнесена к установкам открытого типа. Схема замкнутой установки, которая может служить и для кавитационных испыта-

ний центробежных насосов, представлена на рисунке 65. Установка для испытания осевых насосов представляет собой замкнутую кольцевую систему с включением в нее осевого горизонтального насоса и бака с присоединением к нему вакуум-насосом. В последнее время в лабораторной практике центробежные насосы большой производительно-

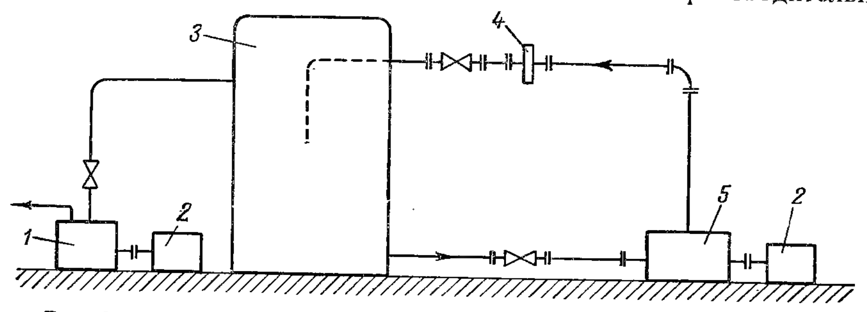


Рис. 65. Схема замкнутого (закрытого) испытательного стенда для насосов:

1 — вакуум-насос; *2* — двигатель; *3* — бак; *4* — шайба; *5* — насос.

сти испытывают на воздухе. С правилами проведения этих испытаний можно ознакомиться в специальной литературе [37].

В §10 главы II был изложен вопрос о балансе энергии центробежного насоса для случая $N_т=0$ и нормальной его производительности. Однако можно составить баланс энергии и для иных режимов, исследуя работу насоса.

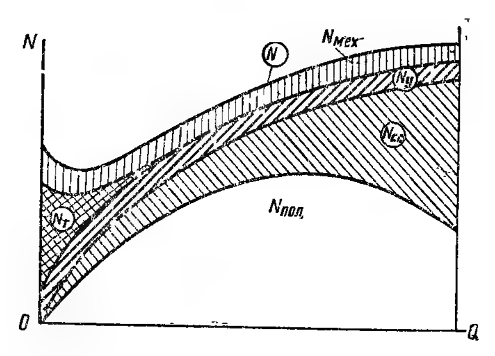


Рис. 66. Характеристика баланса мощности центробежного насоса:

N — мощность на валу насоса (эффективная): $N_{мех}$, $N_у$, $N_{г.с}$ и $N_т$ — мощности, теряемые соответственно на механические сопротивления, утечку воды через зазор, гидравлические сопротивления и тормозные потери.

На рисунке 66 приведена характеристика насоса, на которой нанесены опытные кривые изменения мощностей: на валу насоса — N, затраченной на механические сопротивления — $N_{мех}$, на утечки — $N_у$, гидравлические сопротивления — $N_{г.с}$, полезной — $N_{пол}$ и тормозной $N_т$ в зависимости от Q.

Впервые вопрос о балансовых испытаниях в эксплуатационных условиях работы центробежных насосов был разработан и опубликован в период 1908—1912 гг. профессором МВТУ И. И. Куколевским. Позднее С. С. Рудневым, сотрудником И. И. Куколевского, была разработана методика исследований центробежных насосов и построена балансовая характеристика для реального насоса [44]. При исследовании для определения утечки жидкости через зазоры и потерь на трение дисков колеса о жидкость следует вскрыть испытуемый насос, залить рабочее колесо парафином, а на выходное отверстие колеса надеть бандаж, сделанный из тонкого листового железа. К напорному патрубку насоса надо присоединить трубопровод от отдельно установленного насоса (рис. 67), который должен поддерживать внутри испытуемого насоса необходимое давление, развиваемое при его работе.

Как видно из рисунка, в точках *1* и *2* присоединены измерительные приборы. Точка *1* выбрана при входе воды на колесо, а точка *2* — в пространстве между колесом и корпусом насоса. Расход q измеряется при помощи протарированного сопла, установленного на трубопроводе от

вспомогательного насоса к испытуемому. Расход q измеряется при $n=0$, $n=n_{\text{норм}}$, причем если построить кривые $q=\text{const}\sqrt{h}$, то кривые почти совпадают для случая $n=0$ и $n=n_{\text{норм}}$. Если закрыть задвижку на присоединенной к насосу трубе и запустить испытуемый насос с залитым

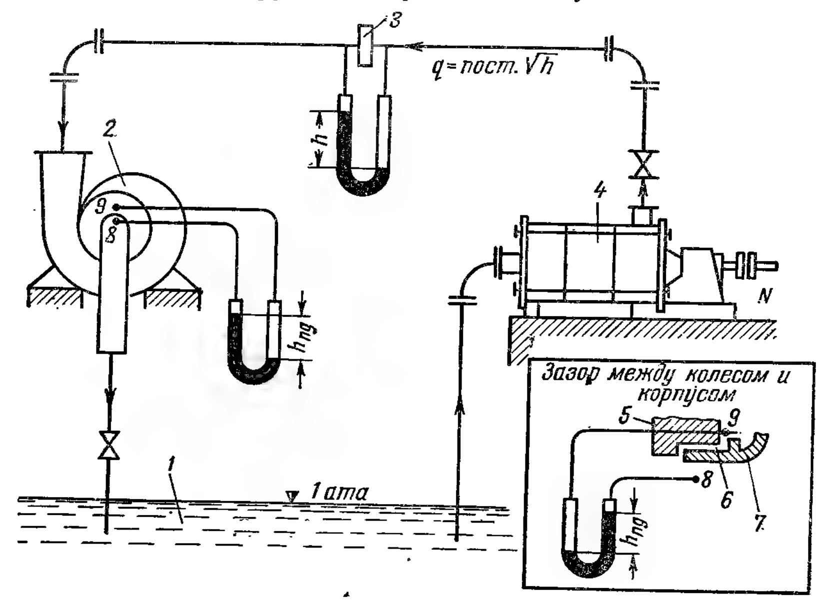


Рис. 67. Схема стенда для балансовых испытаний центробежного насоса:

1 — резервуар; 2 — исследуемый насос; 3 — сопло для измерения расхода; 4 — вспомогательный насос; 5 — корпус; 6 — зазор; 7 — колесо; 8 и 9 — точки присоединения прибора для измерения давления.

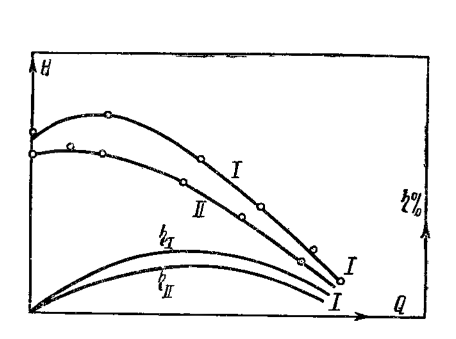


Рис. 68. Зависимость характеристик центробежного насоса от величины зазора:

I — нормальный зазор a; II - увеличенный зазор a_1 ($a_1=5a$).

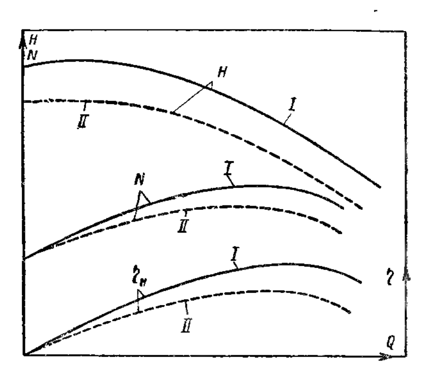


Рис. 69. Изменение характеристик насоса после дополнительной обработки рабочего колеса и спирального отвода:

I — после обработки; II — до обработки.

парафином колесом, но при $q=0$, то можно найти мощность, затрачиваемую на механические потери (трение дисков о жидкость, трение в подшипниках и сальниках). Мощность, затрачиваемую на трение в сальниках и подшипниках, можно определить, если запустить центробежный насос без жидкости и замерить его мощность, получаемую от двигателя. Тогда, зная $N_{\text{т-п}}$ (трение в подшипниках и в сальниках), можно найти $N_{\text{т.д}}=N_{\text{мех}}-N_{\text{т-п}}$, то есть потери на трение дисков о жидкость, и коэффициент A из формулы:

$$N_{т.д} = Au_2^3 D_2^2 \ л. \ с.,$$

где u_2 в *м/сек* и D_2 в *м*. По этой формуле определяют $N_{т.д}$ при проектировании насоса. По Пфлейдереру [9], $A = 0{,}0012$ при $\frac{l}{r_2} = 0{,}04$, $t = 20°$, где l — расстояние от диска до кожуха, r_2 — радиус диска; тогда $N_{т.д} = 0{,}4 \ u_2^5$ *л. с.*

Если рабочее колесо освободить от парафина и отключить вспомогательный насос, можно найти зависимость $h_{п.д}$ от Q. Зная $N_{мех}$, можно найти $N_i = N - N_{мех}$, и H_i, так как $N_i = \frac{\gamma (Q+q) H_t}{102}$ *квт*, а отсюда и H_t, так как $H_t = \frac{102 \ N_i}{\gamma (Q+q)}$ (здесь все значения N, $N_{мех}$, Q и q опытные).

На рисунке 68 показана характеристика насоса H и $\eta_{н}$ в зависимости от величины зазора a, а на рисунке 69 — изменение характеристик насоса после дополнительной обработки колеса и спиральной камеры.

§ 14. ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

1. Характеристики центробежных насосов. В § 13 было указано, какими способами можно получить рабочие характеристики центробежных насосов H, N и $\eta_{н}$ при постоянных числах оборотов n вала насоса. Познакомимся теперь с типовыми рабочими характеристиками центробежных насосов.

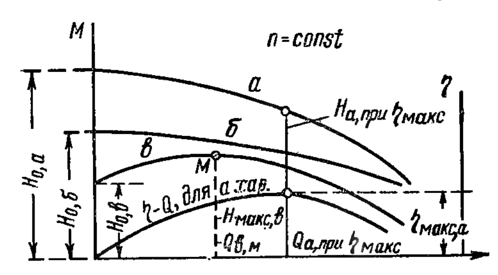


Рис. 70. Типы характеристик центробежных насосов:

а — непрерывно снижающаяся — крутая; *б* — непрерывно спадающая — пологая; *в* — с максимумом H в промежутке.

1. На рисунке 70 представлены типичные для центробежных насосов характеристики H. Как можно заметить, характеристики *а* и *б* не имеют максимума H и поэтому относятся к группе характеристик непрерывно снижающихся значений H при возрастании Q. Характеристика *в* принадлежит к группе характеристик, имеющих максимум H (точка M на рисунке 70). Кроме того, характеристика *а* относится к категории крутых, а *б* и *в* — к категории пологих. Крутизна характеристики может быть определена отношением:

$$k_{кр} = \frac{H_{0,а} - H_{a\eta_{макс}}}{H_{a\eta_{макс}}} \ 100\%, \tag{96}$$

где $H_{0,a}$ — напор насоса при работе с закрытой задвижкой;
$H_{а,\eta_{макс}}$ — напор насоса, соответствующий максимальному значению к. п. д.

Пологая характеристика обычно имеет $k_{кр} = 10\%$. Насосы с такой характеристикой можно применять при широком диапазоне регулирования расхода напорной задвижкой. К недостаткам насосов с пологой характеристикой относится значительное колебание расходов при сравнительно небольших изменениях напора. Крутые характеристики, наоборот, говорят о значительном колебании напоров при изменениях расхода насоса.

Тип характеристики зависит от быстроходности колес, от числа лопаток колес, углов α_2 и β_2 скоростных треугольников выхода воды с колеса, конструктивных форм различных деталей насоса (лопаток, спирали и пр.).

Для насосов, имеющих характеристики третьего типа (кривая *в*) с максимумом H, в пределах от $Q=0$ и $H_{0,в}$ до $Q=Q_{см}$ при $H=H_{макс}$ наблюдается зона неустойчивой работы насоса.

Это объясняется в основном появлением вихрей в каналах рабочего колеса, из-за чего невозможно добиться установившегося режима потока внутри рабочего колеса насоса. Работать можно в устойчивой зоне, то есть в снижающейся ветви характеристики H насоса, при $Q>Q_{вм}$. Характеристики *а* и *б* не имеют неустойчивой зоны. Насосостроительные заводы обычно указывают на рабочих характеристиках пределы эффективной и возможной работы насоса.

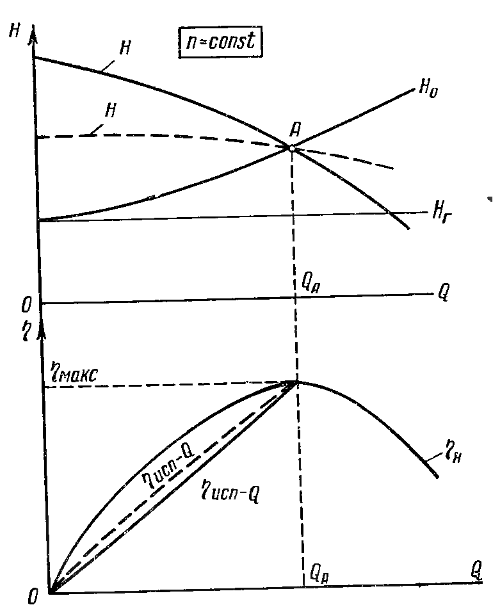


Рис. 71. Характеристика центробежного насоса и графическое получение рабочих параметров его: рабочей точки (A), подаваемого расхода Q_A и к. п. д. насоса $\eta_н$ и $\eta_{исп}$.

2. Характеристики изменения мощности насоса при $n=\mathrm{const}$ представляют собой различные по форме кривые. Для центробежных насосов кривая N (рис. 64, кривая *2*) характеризует увеличение мощности при увеличении расхода насоса. Кривая N для некоторых насосов приближается к прямой линии.

Гидродинамическая высота подъема, как было указано ранее [формула (1)], равна $H_c=H_г+h_т$, где $H_г$ — геодезическая высота подъема, а $h_т$ — гидравлические сопротивления во всасывающем и нагнетательном трубопроводах. Известно, что $h_т$ зависит от диаметра трубопровода, формы и размеров его фасонных частей, расхода, транспортируемого трубопроводом. Следовательно, $h_т=f(Q)$, которая может быть определена в каждом частном случае. Поэтому если к $H_г$ прибавлять соответствующие определенным значениям Q величины $h_т$, то можно графически в плоскости HQ получить кривую H_0 (рис. 72), называемую характеристикой трубопровода или кривой сопротивлений трубопровода. Эта кривая пересекает кривую насоса H в точке A, называемой рабочей точкой насоса и трубопровода. При $n=\mathrm{const}$ нельзя получить для данной установки расход $Q>Q_A$, однако работать с расходом, меньшим Q_A, можно, для чего надо погасить разность напоров $H—H_0$ сопротивлением задвижки $h_{задв}$, установленной на напорной трубе насоса (рис. 72). Однако работать путем регулирования расхода задвижкой невыгодно. Насос затрачивает на подъем воды мощность N и создает при этом напор H. Для преодоления же геодезической высоты подъема и гидравлических сопротивлений в трубопроводе (без задвижки) требуется напор H_0. Следовательно, коэффициент использования насоса будет равен:

$$\eta_{исп}=\frac{\gamma Q H_0}{102\,N}=\frac{H_0}{H}\,\frac{\gamma Q H}{102\,N}=\frac{H_0}{H}\,\eta_н. \quad (97)$$

Так как $\frac{H_0}{H} < 1$, то $\eta_{исп} < \eta_н$. На рисунке 71 показаны кривые $\eta_{исп}$—Q для различных характеристик насосов — крутой и пологой (последняя на рисунке изображена пунктирной линией). Кривую $\eta_{исп}$ легко построить, уменьшив $\eta_н$ в отношении $\frac{H_0}{H}$ (для простоты чертежа принята одна и та же кривая $\eta_н$, как для крутой, так и для пологой кривой H). Отдельно на рисунке 72 показана теряемая в задвижке мощность:

$$N_{задв} = N - N',$$

где N — мощность на валу насоса, равная $\frac{\gamma Q H_н}{102\,\eta_н}$;

$N_{задв} = \frac{\gamma Q H_{задв}}{102\,\eta_н}$ — мощность, поглощаемая задвижкой;

$N' = \frac{\gamma Q H_0}{102\eta_н}$ — мощность, требуемая только для подъема воды.

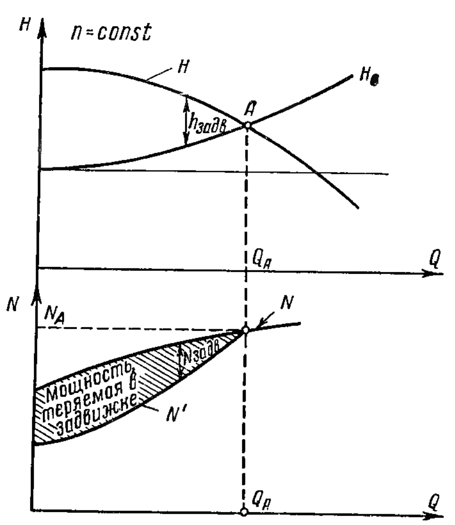


Рис. 72. Мощность, теряемая при регулировании подачи центробежного насоса задвижкой.

Рис. 73. Построение характеристики центробежного насоса $H_г$—Q.

3. При работе насоса на преодоление геодезической высоты подъема удобнее пользоваться не кривой H, а $H_г = f(Q)$, которую легко получить, если из ординаты кривой H вычесть соответствующие значения гидравлических сопротивлений трубопровода $h_т$. На рисунке 73 представлена характеристика $H_г$ при n=const. Рабочие точки A', A'', A''' соответствуют различным высотам подъема $H_г$ и находятся на пересечении прямых $H_г$=const с кривой $H_г = f(Q)$; при этом получаются предельно возможные расходы $Q_{A'}$, $Q_{A''}$, $Q_{A'''}$ насоса для работы его на преодоление геодезических высот подъема.

4. Параллельная работа насосов. Работа нескольких центробежных насосов на общий напорный трубопровод называется параллельной работой насосов. На рисунке 74 показана схема установки двух центробежных насосов, работающих на общий напорный трубопровод, а на графиках — условия параллельной работы двух различных насосов. Предположим, что участки напорных трубопроводов от насосов до их соединения в общий трубопровод (точка M) короткие.

В этом случае их влиянием можно пренебречь. Совместная работа двух насосов возможна, если в точке M установится одинаковый напор насосов. Поэтому для нахождения характеристики совместной работы двух насосов (кривой $I+II$) надо сложить производительности насосов для одинаковых напоров. Строя указанным способом точки новой характеристики и соединяя их, получим плавную кривую $I+II$. Кривая H_0 пересекает характеристику $I+II$ в точке A; при этом напор насосов будет H_A, а расход двух насосов Q_A; при напоре H_A первый насос будет давать расход $Q_{A'}$, а второй $Q_{A''}$. Ясно, что $Q_A = Q_{A'} + Q_{A''}$, что следует из условия построения характеристики $I+II$.

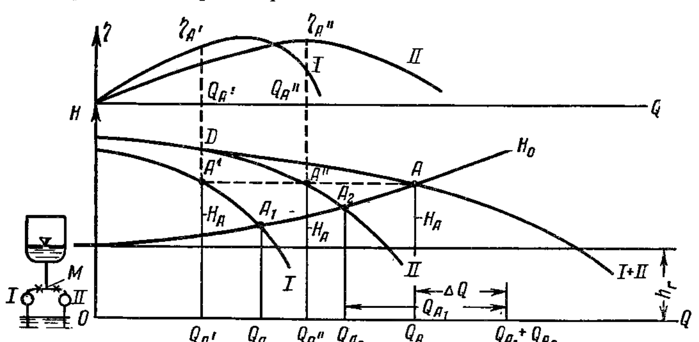


Рис. 74. Построение суммарной характеристики двух параллельно работающих центробежных насосов с различными характеристиками:

I — характеристика первого насоса; II — характеристика второго насоса.

Каждый из двух насосов при работе на отдельный трубопровод имел бы свои рабочие точки (первый A_1, а второй A_2), по которым определялись бы расходы насосов Q_{A_1} и Q_{A_2}. Суммарная производительность насосов $Q_{A_1}+Q_{A_2}$ будет больше, чем производительность при их параллельной работе Q_A. Разность $\Delta Q = Q_{A_1} + Q_{A_2} - Q_A$ можно назвать «дефицитностью в подаче» при параллельной работе двух центробежных насосов. Величина ΔQ является одним из показателей при технико-экономическом сравнении двух вариантов: 1) работа двух насосов на два отдельных напорных трубопровода; 2) работа двух насосов на общий напорный трубопровод. При параллельной работе двух насосов первый работает с к. п. д. $\eta_{A'}$, а второй с $\eta_{A''}$. Общий к. п. д. системы двух параллельно работающих насосов найдем из их соотношения:

$$\eta_{I+II} = \frac{\gamma Q_A H_A}{\dfrac{\gamma Q_{A'} H_A}{\eta_{A'}} + \dfrac{\gamma Q_{A''} H_A}{\eta_{A''}}} = \frac{Q_{A'} + Q_{A''}\,\eta_{A'}\,\eta_{A''}}{Q_{A'}\,\eta_{A''} + Q_{A''}\,\eta_{A'}}, \tag{98}$$

где $\gamma Q_A H_A$ — полезная мощность;

$\dfrac{\gamma Q_{A'} H_A}{\eta_{A'}}$ и $\dfrac{\gamma Q_{A''} H_A}{\eta_{A''}}$ — мощности на валу каждого из работающих насосов.

Изложенным способом можно найти условия параллельной работы любого числа насосов.

В частном случае условия параллельной работы насосов с одинаковыми характеристиками могут быть найдены более простым способом. На рисунке 75 представлена параллельная работа двух центробежных насосов с одинаковыми характеристиками. Для построения харак-

теристики двух работающих насосов достаточно изменить масштаб расхода, удвоив его (для работающих насосов надо умножить расходы одного насоса на i), так как определенному напору при двух параллельно работающих насосах будет соответствовать удвоенный расход. Но при увеличении расхода насосов в два раза сопротивление в трубопроводе увеличится в четыре раза (при $h_т = k_s Q^2$) *. Поэтому для параллельно работающих насосов надо построить новую характеристику трубопровода H_0, увеличив в четыре раза сопротивления $h_т$, взятые по характеристике H_0 (для i параллельно работающих насосов надо увеличить сопротивления $h_т$ в i^2 раз).

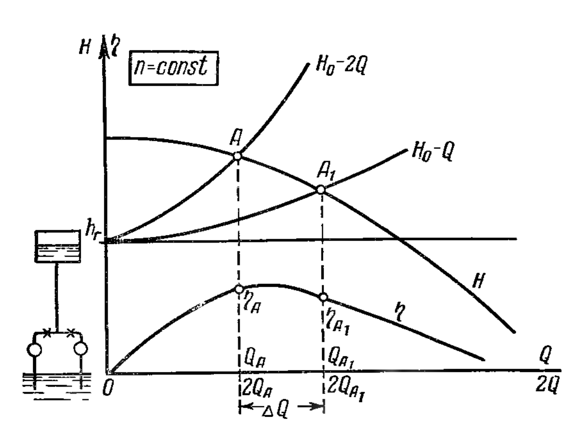


Рис. 75. Получение рабочих точек при параллельной работе двух центробежных насосов с одинаковыми характеристиками.

Следовательно, при совместной работе двух насосов их расход будет равен $2Q_A$. При работе двух насосов на два отдельных трубопровода производительность двух насосов будет равна $2Q_{A_1}$. Поэтому «дефицитность в подаче» ΔQ определится как разность $2Q_{A_1} - 2Q_A$ и легко может быть подсчитана на чертеже по нижней шкале $2Q$ расходов. Коэффициент полезного действия η_{I+II} системы двух параллельно включенных насосов равен для рассматриваемого случая η_A, то есть

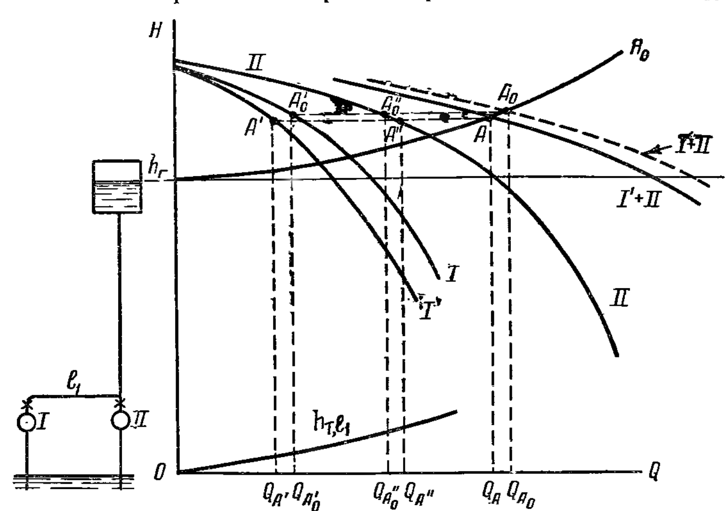


Рис. 76. Построение суммарной характеристики $H=f(Q)$ двух параллельно работающих центробежных насосов при длинном соединительном трубопроводе у одного из них.

коэффициенту полезного действия одного из работающих насосов, что вытекает из формулы (98). При большой длине соединительного трубопровода l_1 у одного из насосов, когда нельзя пренебречь сопротивлениями $h_{тl}$ на участке l_1, условия параллельной работы двух насосов несколько изменяются и требуют особого рассмотрения. На рисунке 76

* При протекании потока в автомодельной области.

показана работа двух различных насосов при длинном соединительном трубопроводе у первого насоса.

Внизу графика построена кривая h_{wl_1}. Вычитая из ординат характеристики H первого насоса значения h_{ml_1}, найдем характеристику насоса *I*. Методом, разработанным выше (рис. 75), строим характеристику *I+II* двух параллельно работающих насосов. Из построения видно, что суммарный расход двух насосов будет Q_A, при подаче первым насосом $Q_{A'}$ и вторым $Q_{A''}$. Если не учитывать сопротивлений участка l_1, то суммарный расход двух насосов будет Q_{A_0}, а расходы насосов соответственно $Q_{A'_0}$ и $Q_{A''_0}$.

При параллельной работе центробежных насосов необходимо выбирать насосы с крутыми характеристиками без максимума H. Если насос имеет характеристику с резко выраженным максимумом (рис. 77), то надежная работа насосов возможна в ниспадающей ветви кривой H при $Q>Q_D$. Разберем случай работы двух одинаковых насосов для какого-либо напора $H=H_1$ при $H_1>H_0$ и $H_1<H_{макс}$. При этом один насос может работать в зоне характеристики *MD*, а другой — в ее неустойчивой зоне; производительность одного из насосов будет Q_1, а второго Q'_1. В результате один из насосов, работая в неустойчивой зоне, создаст неустойчивую работу для двух агрегатов, работающих совместно. Следовательно, на устойчивость параллельной работы насосов влияют: 1) характер, крутизна, длина неустойчивой зоны характеристик H насосов; 2) количество параллельно работающих насосов; 3) длина и диаметр трубопроводов.

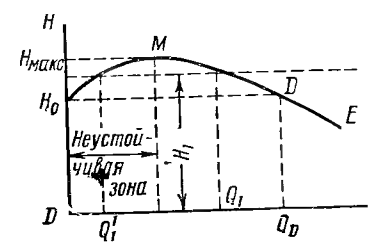


Рис. 77. Характеристика центробежного насоса $H=f(Q)$ с резко выраженным максимумом.

5. **Последовательная работа центробежных насосов.** Последовательным называется такое соединение насосов, при котором насос *I* подает воду во всасывающий патрубок насоса *II*, а последний подает воду в напорную линию. Такая работа соответствует закрытию задвижки $з_2$ на всасывающей трубе и открытию задвижек $з_1$ и $з_3$ на напорных трубах (рис. 78). Последовательное соединение двух (или нескольких) насосов применяют, когда необходимо получить напор больше того, который может быть создан одним насосом.

Рассмотрим совместную работу двух одинаковых насосов, соединенных последовательно. Если характеристика каждого из насосов будет H, то при совместной работе новая характеристика $2H$ может быть построена путем удвоения ординат характеристики одного насоса. Представим, что статический напор насоса изменился от $H'_г$ до $H''_г$ (что может быть при необходимости увеличения конечного давления в трубопроводе, например при пожаре). Построим новую характеристику трубопровода при условии, что сопротивления в трубопроводе не изменились. Тогда рабочей точкой двух совместно работающих насосов будет A_2, а расход, подаваемый двумя насосами Q_{A_2}, при затрате мощности каждым насосом N_{A_2}.

Если один насос работал при $H'_г$ и подавал расход Q_A, потребляя при этом мощность N_{A_1}, то с увеличением $H'_г$ до $H''_г$ потребляемая каждым насосом мощность возрастает до N_{A_2} при соответственном увеличении расхода до Q_{A_2}. Если невозможна перегрузка двигателя на величину $N_{A_2}-N_{A_1}$, необходимо при последовательной работе насосов,

прикрыв задвижку на напорной трубе $з_3$ и уменьшив производительность насосов до Q_{A_1}, добиться, таким образом, затраты прежней мощности N_{A_1} каждым насосом. Сопротивление задвижки, а следовательно, и степень ее прикрытия легко найти, зная величину поглощаемого задвижкой напора.

Анализ совместной последовательной работы двух насосов с разными характеристиками предлагается провести самостоятельно.

6. Работа центробежного насоса на два резервуара. Насос с данной характеристикой H подает воду в резервуары *II* и *III*, горизонты воды в которых находятся на разных уровнях (рис. 79).

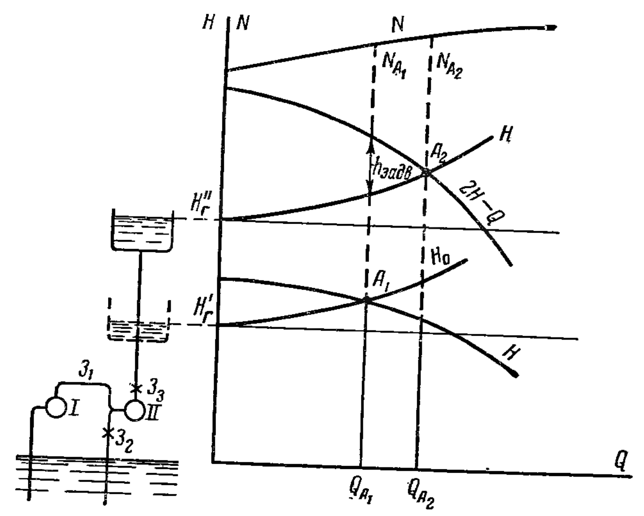


Рис. 78. Построение суммарной характеристики $H=f(Q)$ двух последовательно работающих центробежных насосов.

Построим новую характеристику насоса с учетом сопротивлений на участке *1* трубопровода, для чего надо из ординат H вычесть ординаты $H_{тl_1}$. Обозначим новую характеристику H'. Сопротивления в трубопроводах *2* и *3* после разветвления графически могут быть изображены в виде кривых *II* и *III*. Суммарная характеристика этих трубопроводов *II*+*III* строится путем сложения соответствующих одному и тому же напору расходов Q_{II} и Q_{III}, протекающих по трубам *2* и *3*. Пересечение характеристик трубопровода *II*+*III* и насоса H' дает рабочую точку A. Следовательно, насос подает расход Q_A, который распределяется между двумя трубопроводами, причем $Q_A=Q_{II}+Q_{III}$. Коэффициент полезного действия насоса η_A, соответствующий расходу Q_A, легко находится из чертежа. Ясно, что высота точки A есть высота уровня в пьезометре, помещенном в точке разветвления трубопроводов. Если уровень в пьезометре выше горизонта воды в резервуаре *II*, то насос подает воду в оба резервуара. Наоборот, если уровень в пьезометре установился ниже горизонта воды в резервуаре *II*, последний совместно с насосом будет питать резервуар *III*. Такой случай показан на рисунке 80. Характеристика трубопровода *2* строится от горизонтальной линии, соответствующей горизонту воды в резервуаре *II*, и изображается в виде кривой *II*—H'. Совместная работа этого трубопровода с насосом представлена кривой *II*, как случай параллельной работы двух агрегатов с разными характеристиками. Пересечение характеристики третьего трубопровода *III* с характеристикой *II*—H' дает рабочую точку A. В этом случае насос подает расход $Q_{нас}$, а второй трубопровод — расход Q. Ясно, что $Q_{нас}+ Q_{II}=Q=Q_A$. Насос работает при к. п. д. η_{A_1}, соответствующем расходу $Q_{нас}—Q_{A_1}$. Если характеристика *III* пересекает характеристику на-

соса в точке A_0 на высоте горизонта воды в резервуаре *II*, то $Q_{II}=0$, и насос один будет подавать воду в резервуар *III*.

Разобранные случаи работы насоса на два резервуара могут встретиться в практике машинного водоподъема для оросительных систем (подача насосом воды в различные по высоте расположения зоны орошения) и в водоснабжении (работа насоса в сеть с контррезервуаром).

7. Построение характеристик при числе оборотов n_1 по данным характеристикам для n. Покажем применение закона динамического подобия в различных условиях практики. Положим, нам нужно строить характеристики насоса для оборотов n_1, если даны характеристики H, N, $\eta_н$ для n оборотов.

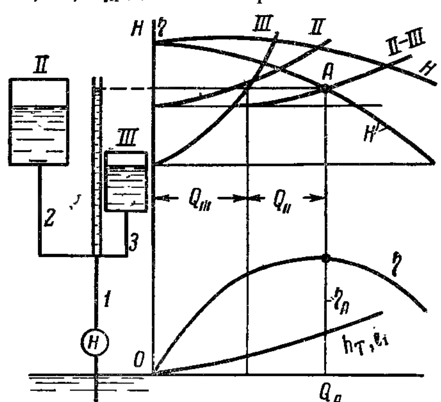


Рис. 79. Работа центробежного насоса на два резервуара (вода поступает в оба резервуара).

Рис. 80. Работа центробежного насоса на два резервуара (вода поступает в один резервуар).

На кривой H при $n=\text{const}$ (рис. 81) возьмем произвольную точку D, которой соответствует расход Q и напор H. Согласно уравнениям (85), расход и напор при числе оборотов n_1 будут равны $Q_1=Qi_n$; $H_1=Hi_n^2$, где $i_n=\frac{n_1}{n}$. Откладывая значения Q_1 и H_1 в плоскости HQ, можно найти точку D_1, принадлежащую другой характеристике H при числе оборотов n_1. Повторяя подобные построения для других точек кривой H при n, можно построить ряд точек для той же кривой при n_1. Соединяя найденные точки, можно получить H для числа оборотов n_1. Если непрерывно изменять обороты от n до n_1, то Q и H будут изменяться по закону параболы, что следует из уравнений (85):

$$\frac{Q}{\sqrt{H}}=\frac{Q_1}{\sqrt{H_1}}=\text{const}, \tag{99}$$

или

$$Q=\text{const}\sqrt{H}. \tag{100}$$

Эта парабола при данных координатах точки D имеет $\text{const}=\frac{Q_D}{\sqrt{H_D}}$ и представляет кривую ODD_1, проходящую через начало координат. Итак, для всех точек кривой H при n оборотах можно провести параболы и на них найти точки, соответствующие другим оборотам насоса. Семейство парабол будет иметь вершину в начале координат и харак-

теризоваться различными параметрами $\frac{Q}{\sqrt{H}}=\text{const}$, зависящими от положения точки на кривой H при числе оборотов n.

Таким же способом можно построить кривую N при n_1 оборотах по заданной кривой для n оборотов. Способ построения ясен из чертежа Следует заметить, что точки F и F_1 лежат на кубической параболе

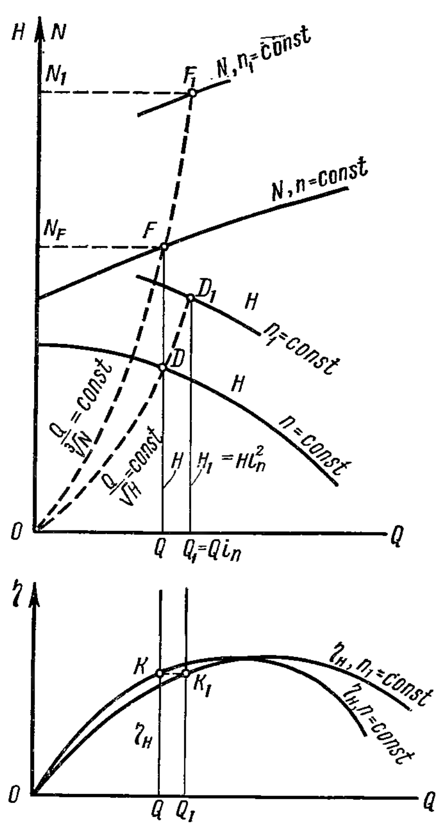


Рис. 81. Построение рабочих характеристик насоса при изменении числа оборотов его (с n на n_1).

вида $\frac{Q}{\sqrt[3]{N}}=\text{const}$,

где $\text{const}=\frac{Q_F}{\sqrt[3]{N_F}}$.

Так как при выводе уравнений (85) предполагалось, что к. п. д. насоса $\eta_н$ не изменялся, то $\eta_н$ при n_1 оборотах несколько сместится от своего прежнего положения (вправо при $n_1>n$ и влево при $n_1<n$). Способ построения ясен из рисунка 81.

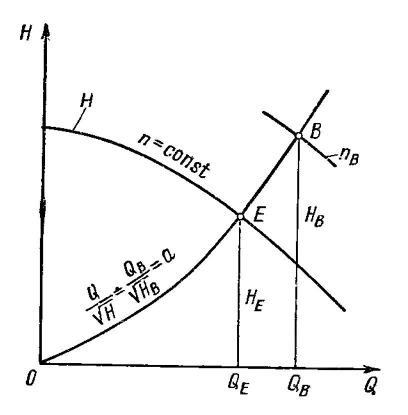


Рис. 82. Построение универсальной характеристики центробежного насоса.

В практике приходится определять число оборотов насоса при заданных значениях Q_B и H_B по характеристике насоса H при числе оборотов n; при этом соответствующая заданным координатам точка B лежит вне кривой H (рис. 82).

Проведя через точку B параболу по уравнению

$$\frac{Q}{\sqrt{H}}=\frac{Q_B}{\sqrt{H_B}}=a=\text{const},$$

где Q и H — текущие координаты, можно найти точку E пересечения параболы с кривой H. Согласно закону динамического подобия

$$\frac{n_B}{n}=\frac{Q_B}{Q_E},$$

или

$$\frac{n_B}{n}=\sqrt{\frac{H_B}{H_E}}.$$

Отсюда искомое число оборотов

$$n_B = n\frac{Q_B}{Q_E}.$$

Проверкой n_B может служить уравнение:

$$n_B = n\sqrt{\frac{H_B}{H_E}}.$$

8. Универсальная характеристика центробежного насоса. Имея характеристики H и N при оборотах n, можно построить характеристику и для других оборотов, меньших или больших

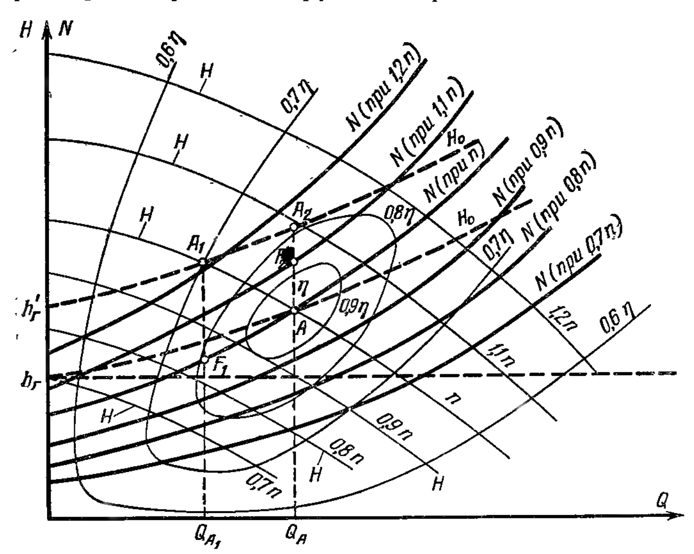


Рис. 83. Универсальная характеристика центробежного насоса.

n, пользуясь законом динамического подобия. На рисунке 83 показаны построенные характеристики H и N для $0{,}7n$, $0{,}8n$, $0{,}9n$, $1{,}1n$ и $1{,}2n$. Можно перестроить* и линии к. п. д.η, соответствующие новым оборотам. В плоскости HQ на кривых H находим точки, соответствующие одинаковым к. п. д. Соединяя линиями точки с одинаковыми к. п. д., можно получить кривые одинаковых к. п. д. насоса. Как видно из чертежа, эти линии имеют форму вытянутых кривых, замкнутых внизу и замыкающихся также при достаточном продолжении вверху. Полученные кривые, изображенные на рисунке 83, называются универсальной (или топографической) характеристикой центробежного насоса. Имея такую характеристику, можно наглядно показать условия работы насоса на какую-либо гидравлическую систему. Покажем это на примере.

При $H_г = \text{const}$, характеристике трубопровода H_0 и числе оборотов n рабочей точкой насоса будет точка A. При этом насос работает с к. п. д. $\eta = \eta_{макс}$, потребляет мощность $N = N_A$ и создает напор H_A при расходе Q_A. Если условия системы изменятся, например $H_г$ возрастет до $H'_г$, то при работе насоса на постоянных оборотах n рабочая точка A переместится в A_1, и насос будет подавать расход $Q_{A_1} < Q_A$, затрачивая мощность $N = N_{F_1} < N_A$ и создавая при этом напор H_{A_1}, при к. п. д. насоса $0{,}7\,\eta$. Желание сохранить у насоса прежний расход приведет к работе насоса с оборотами $1{,}09n$, бо́льшими, чем n. При этом рабочей точкой будет A_2, которой соответствует напор H_{A_2}, а затрачиваемая при этом мощность (соответствующая $1{,}09n$) почти равна N_{F_2}, к. п. д. насо-

* В практике для построения универсальных характеристик рекомендуется строить линии к. п. д. на основании результатов испытания насоса при числе оборотов, отличающемся от нормального, так как при изменении числа оборотов к. п. д. несколько изменяется.

са будет около 0,79 η. Работа насоса при переменных условиях в области хороших к. п. д. возможна при изменении числа оборотов.

Универсальная характеристика насоса позволяет довольно просто установить наивыгоднейшие Q, H, η, а также определить значение этих величин, если какая-либо из них является заданной.

9. Работа насоса при измененной характеристике трубопровода. Характеристика трубопровода $H_0 = H_г + h_т$, где $h_г$ — сопротивления в системе, в которую насос подает воду. В общем случае $h_т = k_s Q^2$, где k_s — коэффициент системы, зависящий от конфигурации, длины и диаметров трубопроводов, а также коэффициентов их сопротивлений. Величину k_s определяют по различным формулам гидравлики. Так, если имеется простой трубопровод, по которому подается вода от насоса до выпускного отверстия из трубопровода, например в напорный бассейн (рис. 2), то потерю по длине можно определить по таблицам для расчета трубопроводов по формуле:

$$h_l = \theta_2 A l Q^2,$$

где θ_2 — поправочный коэффициент для переходной области;
A — удельное сопротивление трубопровода;
l — длина трубопровода, *м*;
Q — подача (расход), *м³/сек*.

Значения θ_2 и A берутся из таблиц. Если учесть местные потери, то надо h_l умножить на некоторый коэффициент $\alpha_м$ или подсчитать их. Тогда $h_т = \alpha_м \theta_2 A l Q^2$; обозначив величину $\alpha_м \theta_2 A l$ через k_s, получим:

$$k_s = \alpha_м \theta_2 l A. \quad (101)$$

Из формулы (101) видно, от каких условий зависит k_s.

На рисунке 84 можно видеть, как изменение k_s вызывает изменение подачи насоса при работе с открытой задвижкой на напорном трубопроводе. При увеличении k_s уменьшается подача. Подобные случаи встречаются в практике водоснабжения, когда анализируют работу насосных станций второго подъема на кольцевую сеть и контррезервуар, при максимуме водопотребления и максимуме транзита, а также во время аварии. Если учесть изменения геодезической величины подъема $H_г$ и k_s, то увязка работы и подбор насосов представляют довольно сложную задачу. Таким же приемом, однако, можно разрешить вопрос водоотдачи водопроводных сетей на пожарные нужды.

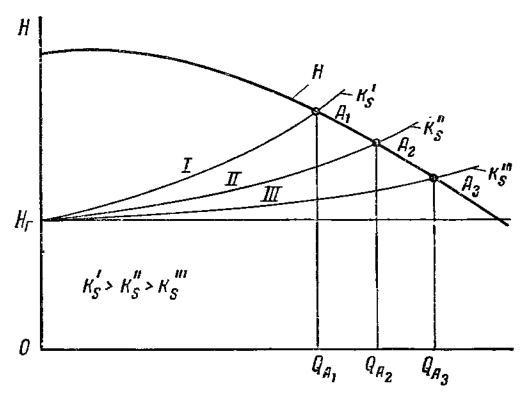


Рис. 84. Работа насоса при измененной характеристике (сопротивлений) трубопровода.

10. Обточка колеса центробежных насосов. Насосостроительные заводы практикуют обточку колеса насоса по внешнему диаметру. Например, для насоса 12НДс приведенные в каталоге характеристики H, N, $\eta_н$ даются для значений D_2, равных 460, 430, 400 *мм*; таким образом, наибольшая обточка колеса составляет 13% от нормального диаметра. Соответственно этому изменяются диапазоны рабочих режимов для Q, H, N:

при $n = 960$ *об/мин* и $D_2 = 460$ *мм* расход $Q = 280$ *л/сек*, $H = 24$ *м*, $N = 79$ *квт*;

при $D_2 = 430$ *мм* и тех же оборотах $Q = 260$ *л/сек*, $H = 22$ *м*, $N = 62{,}5$ *квт*;

при $D_2=400$ *мм*, $Q=244$ *л/сек*, $H=18$ *м*, $N=53$ *квт*.

На характеристиках центробежных насосов наносят несколько кривых H, N, $\eta_н$ — соответственно числу обточенных колес. Обычно наибольшая величина обточки составляет не выше 15%. Обточенное колесо не подобно первоначальному, так как не сохраняется геометрическое подобие.

В практике нередко пользуются следующими соотношениями:

$$\left.\begin{aligned} \frac{Q_{обт}}{Q} &= \frac{D_{2\,обт}}{D_2} \\ \frac{H_{обт}}{H} &= \left(\frac{D_{2\,обт}}{D_2}\right)^2 \\ \frac{N_{обт}}{N} &= \left(\frac{D_{2\,обт}}{D_2}\right)^3 \end{aligned}\right\} \qquad (102)$$

При указанном проценте обточки колеса опытные характеристики подтверждают соотношения (102). На рисунке 85 приведены характеристики центробежного насоса с обточенным колесом.

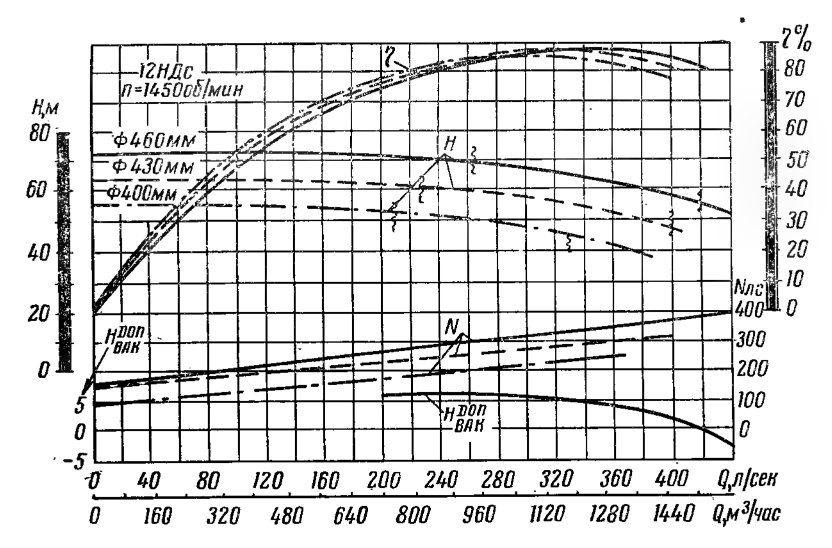


Рис. 85. Построение рабочих характеристик центробежного насоса при обточке рабочего колеса.

11. Характеристики осевых насосов. На рисунке 86 показаны характеристики осевого насоса: H, N, $\eta_н$ при $n=\text{const}$. Как видно из рисунка, кривая H представляет собой крутую характеристику без максимума H. Мощностная кривая N отличается от аналогичных кривых для центробежных насосов тем, что по мере увеличения расхода мощность падает. Наибольшая мощность у осевых насосов соответствует $Q=0$, то есть работе с закрытой задвижкой. Это обстоятельство надо учитывать при эксплуатации осевых насосов и не запускать их при закрытой задвижке, чтобы не перегружать двигатель.

На рисунке 87 показано изменение Q, N и η при $H=\text{const}$ и $n=\text{const}$ в зависимости от поворота лопастей и угла установки их δ. Как видно из рисунка, при постоянном H можно достичь (при хороших к. п. д. насоса) значительных изменений Q при соответственном изменении мощности насоса N. Изменение угла установки лопаток дает возможность работать при переменных H и Q, что можно видеть из рисунка 88, на котором представлена универсальная характеристика осевого

насоса. Если одновременно с углом установки лопастей можно изменять и скорость вращения (число оборотов n) вала насоса, то **осевой насос можно поставить в преимущественное положение перед другими лопастными насосами в практике машинного водоподъема для осушительных систем.**

Выпускаемые нашими заводами осевые насосы с поворотными лопастями имеют сервомотор для привода в действие механизма поворота лопастей. Сервомотор состоит из цилиндра и поршня со штоком. Под давлением масла, поступающего из маслонапорной установки, поршень и шток передвигаются по направляющим втулкам, поворачивая лопасти колеса на требуемый угол. Механизм поворота лопастей состоит из золотника, восстановителя и механизма передвижения, смонтированных на баке маслонапорной установки. Взаимодействие этих трех узлов обеспечивает подачу масла в маслораспределитель и сервомотор, а также передвижение поршня со штоком сервомотора для привода механизма поворота лопастей.

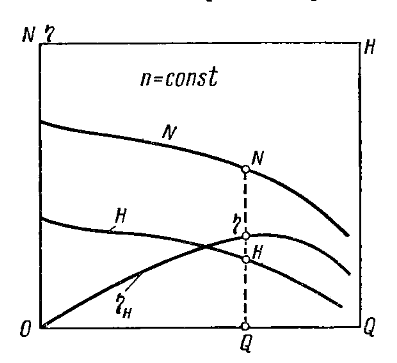


Рис. 86. Характеристики осевых насосов.

На рисунке 89, *а* и *б* приведена конструкция и схема механизма поворота лопастей уникального насоса ВП-250.

В описанной конструкции насоса большие размеры втулки позволили разместить сервомотор внутри втулки колеса. В насосах меньшего

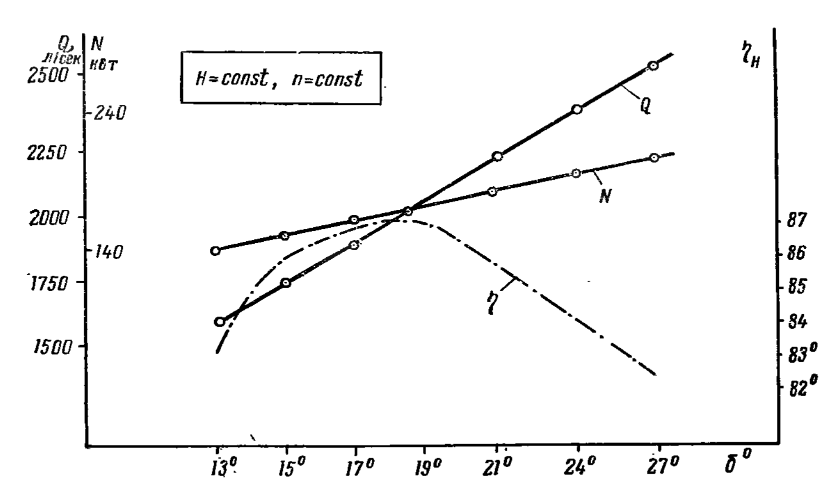


Рис. 87. Пример возможного изменения Q, N и η при H=const и n=const для осевого насоса в зависимости от поворота лопастей и угла установки их η.

размера благодаря малым размерам втулки по сравнению с ВП-250 сервомотор вынесен из втулки. Подача масла и отвод его от сервомотора у насоса ВП-250 осуществляются через головку золотника, расположенного над электродвигателем, по трубам штанги *1* (рис. 89, *а*). Если масло направлено во внешнюю трубу штанги, то давление от него распространяется на поршень вниз, и лопасти закрываются; если масло направлено во внутреннюю трубу штанги, то давление распространяется вверх на поршень, и лопасти раскрываются.

На рисунке 90 приведена упрощенная кинематическая схема поворота лопастей. Лопасть *1* прикреплена к втулке при помощи цапф *2*, составляющих одно целое с лопастью. Оси цапф нормальны к оси колеса. Цапфы имеют подшипники *3* и *4*. Насаженные на цапфы рычаги *5* связаны тягами *6* с крестовиной *7*, которая получает возвратно-поступательное движение от штока и поршня *8* сервомотора. В курсах [60] приводятся различные конструкции механизма поворота лопастей, причем обычно сервомоторы помещаются во втулке колеса, если позволяют ее размеры. Кинематические схемы приводимых механизмов даны в специальных курсах.

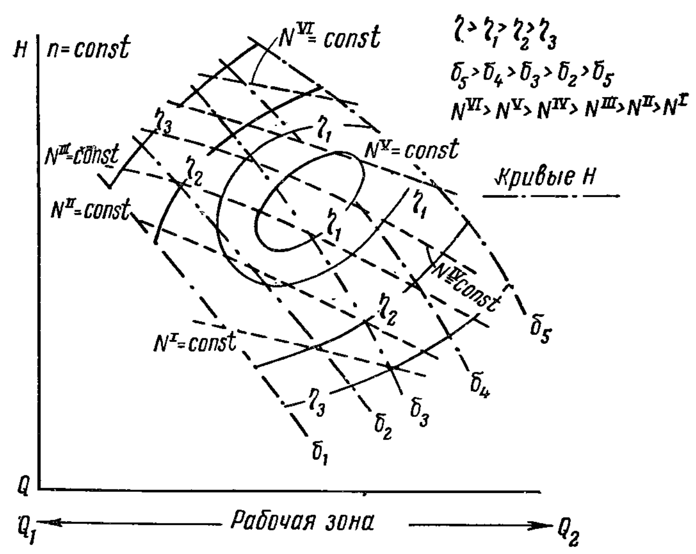


Рис. 88. Универсальная характеристика осевого насоса.

12. П о л я $Q—H$ н а с о с о в. В каталогах приводятся поля $Q—H$. Они представляют собой схематическое изображение марки и типа насоса в виде отрезков характеристик H: верхняя линия — для нормального колеса центробежного насоса, нижняя — для обрезанного колеса (рис. 91). В фигуру вписывается марка насоса в виде формулы a (марка) — $\omega_s \times i$ или иного обозначения, например: 12НДс, 4НМГ-6×4 и т. д. При подборе насоса легко наметить его по данным Q и H. Предполагается, что выбирающий учел все положительные и отрицательные качества машины, а также и те условия, при которых будет работать насос. Расширение области применения насоса при n=const достигается в соответствии с данными каталога:

1) для центробежных насосов всех типов, за исключением МС, — смещением рабочего режима по кривой $H=f(Q)$ и обточкой рабочего колеса по D_2;

2) для центробежных насосов МС — смещением рабочего режима по напорной кривой и изменением числа ступеней;

3) для осевых насосов — смещением рабочего режима по кривой H и изменением угла установки лопастей рабочего колеса.

13. Б е з р а з м е р н ы е х а р а к т е р и с т и к и осевых (рис. 92, *а*) и центробежных (рис. 92, *б*) насосов позволяют по одной характеристике путем пересчета по формулам подобия получить универсальные характеристики нескольких насосов определенного типа, но различных размеров.

Безразмерные характеристики получают путем пересчета по формулам подобия с опытных характеристик, заменяя действительные

Рис. 89. Конструкция рабочей части (*а*) и схема механизма поворота лопастей (*б*) насоса ВП-250:

А — поршень масляного сервомотора; *Б* — поворотный кривошипный механизм; *1* — двухтрубная штанга; *2* — защитная труба; *3* — полый вал насоса; *4* — облицовка отвода; *5* — основание трубы защиты вала; *6* — нижний направляющий подшипник; *7* — выправляющий аппарат; *8* — закладные части (средняя и верхняя); *9* — рабочее колесо; *10* — разъемная шаровая втулка; *11* — защитная стальная облицовка подводящей трубы; *12* — нижняя закладная часть с нижним направляющим аппаратом и обтекателем.

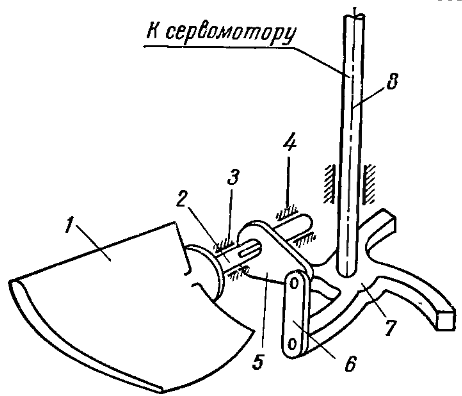


Рис. 90. Кинематическая схема поворота лопастей осевого насоса.

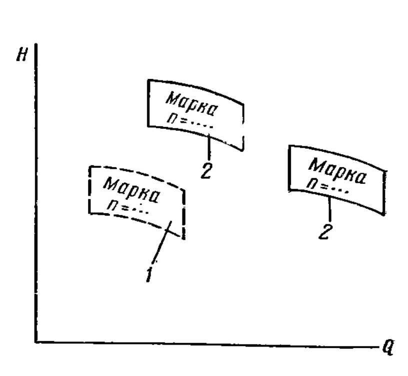
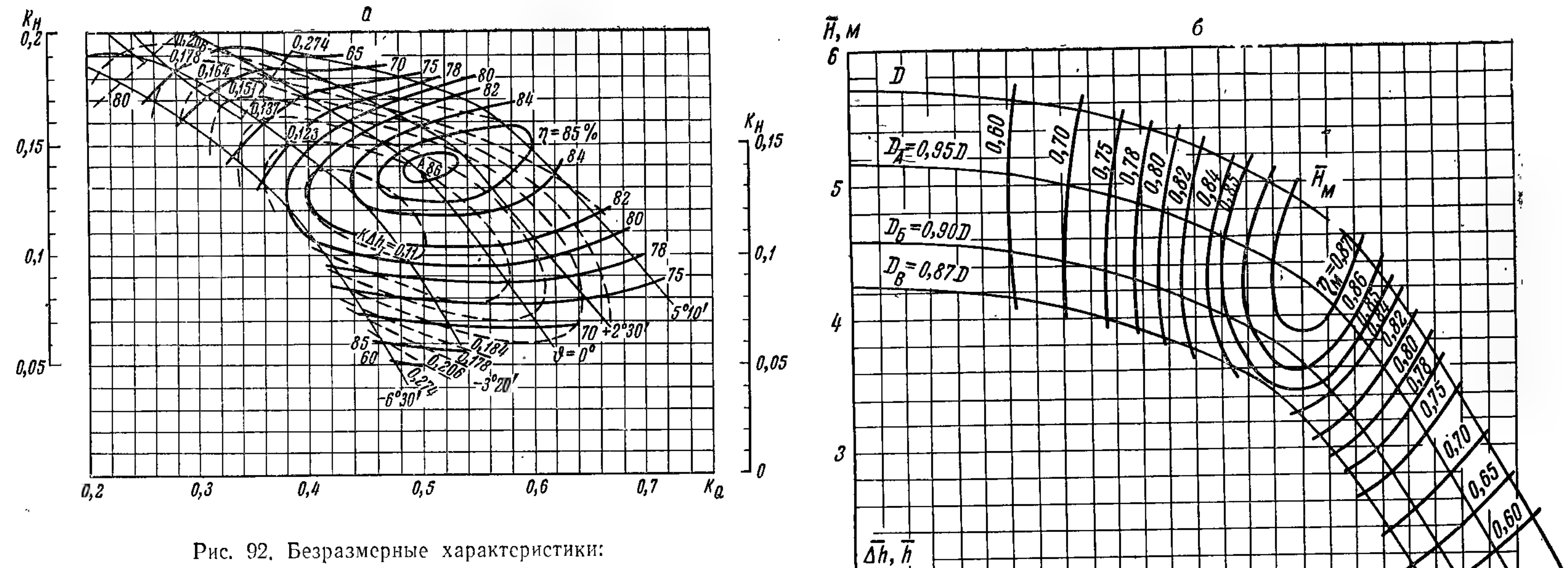


Рис. 91. Поля *Q—N* насосов, приводимые в каталогах:

1 — намечен к изготовлению; *2* — изготовляется.



б

$\bar{H}$, м

D

$D_A = 0{,}95D$

$D_Б = 0{,}90D$

$D_В = 0{,}87D$

$\bar{H}_м$

$\eta_м = 0{,}87$

0,86 0,85 0,84 0,82 0,80 0,78 0,75 0,70 0,65 0,60

$\overline{\Delta h}, \bar{h}$

$\overline{\Delta h}_I$

$\bar{h}$

0 1 2 3 4 5 6

0 0,5 1,0

0,05 0,10 $\bar{Q}$, м³/сек

Рис. 92. Безразмерные характеристики:

а — осевого насоса типа О5 и ОП5:

$D_к$, м	0,295	0,35	0,47	0,47	0,55	0,7	0,87	1,1	1,45	1,85
n, об/мин	1450	1450	960	730	960	730	585	485	365	290
$n\ D^3$	0,62	1,037	1,56	1,26	2,67	4,17	6,43	10,75	18,51	30,57
$n^2\ D^2$	50,82	71,56	49,7	32,66	77,57	72,57	71,96	78,99	77,64	79,79

б — модельного центробежного вертикального насоса, быстроходность 120:

Типоразмеры насосов	n, об/мин	$n\ D^3$	$n^2\ D^2$	λ
28В-12	750	16,64	19,35	3,438
32В-12	600	26,05	19,35	4,301
40В-12	500	37,63	19,35	5,164

величины рабочих параметров Q, H, Δh коэффициентами, которые и служат координатами для построения графиков характеристик.

Для осевых насосов приняты коэффициенты K_Q, $K_н$, $K_{\Delta h}$, величины которых находятся в таких зависимостях от рабочих параметров:

$$K_Q = \frac{Q}{nD^3}; \; K_H = \frac{H}{n^2 D^2}; \; K_{\Delta h} = \frac{\Delta h}{n^2 D^2}.$$

Линии к. п. д. наносят по действительным величинам их значений. При определении коэффициентов значения n обычно принимают в *об/сек.*

По безразмерной характеристике, приведенной на рисунке 92, *а*, пользуясь табличными данными значений nD^3 и n^2D^2, можно получить универсальные характеристики девяти осевых насосов типа О5 с различными диаметрами (от 29,5 до 185 *см*) колес.

Пример. Для точки A на характеристике (рис. 92, *а*) имеем значения: $K_Q=0{,}5$; $K_н=0{,}135$ и $K_{\Delta h_1}=0{,}123$. Величины параметров QH и Δh_1 для насоса О5-55 при $n=960$ *об/мин* в точке A будут:

$$Q = K_Q \cdot nD^3 = 0{,}5 \cdot 2{,}67 = 1{,}335 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$H = K_н \cdot n^2 D^2 = 0{,}135 \cdot 77{,}57 = 10{,}5 \text{ м};$$

$$\Delta h_1 = K_{\Delta h_1} \cdot h^2 \cdot D^2 = 0{,}123 \cdot 77{,}57 = 9{,}5 \text{ м}.$$

Для получения полной универсальной характеристики необходимо при пересчете на каждой кривой H—Q (при разных углах разворота лопастей θ) взять не менее 15 точек.

Для центробежных насосов безразмерные коэффициенты обозначают $\overline{Q}$, $\overline{H}_м$, $\Delta\overline{h}$ и определяют по материалам испытания модельного насоса по зависимостям:

$$\overline{Q} = \frac{Q}{nD^3}; \; \overline{H}_м = \frac{gH_м}{n^2 D^2}; \; \Delta\overline{h} = \frac{g\Delta h}{n^2 D^2}.$$

Влияние масштабного эффекта при пересчете на натуру напора и к. п. д. насоса по безразмерной характеристике насоса с колесом размера D учитывается по зависимостям, предложенным ВИГМ:

$$\overline{H} = \overline{H}_м + \overline{h}\left(1 - \sqrt[5]{\frac{1}{\lambda}}\right) \text{ и } \eta = \eta_{мех}\,\eta_м \frac{\overline{H}}{\overline{H}_м},$$

где Q — подача, *м³/сек*;
$H_м$ — напор модельного насоса, *м* вод. ст.;
Δh — кавитационный запас, *м* вод. ст.;
n — число оборотов в секунду;
D — выходной диаметр колеса, *м*;
$\eta_{мех}$ — механический к. п. д., учитывающий потери в подшипниках и сальнике натурного насоса;
$\eta_м$ — к. п. д. модельного насоса (на характеристике приведены за вычетом потерь в подшипниках и сальнике);
$\overline{H}$ — безразмерный коэффициент натурного насоса;
λ — коэффициент масштабного пересчета:
h — безразмерный коэффициент гидравлических потерь в насосе.

На рисунке 92, *б* приведен пример безразмерной характеристики модельного центробежного насоса с быстроходностью 120. По этой характеристике и таблице можно путем пересчета получить характеристики центробежных насосов 28В-12 32В-12 и 40В-12. На характеристике, кроме основной кривой H—Q, приведены кривые для обточенных колес. В ГОСТ 4241—62 приведены безразмерные характеристики модельных центробежных вертикальных насосов для быстроходностей 120, 160, 220.

§ 15. КАВИТАЦИЯ НАСОСОВ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНОЙ ВЫСОТЫ ВСАСЫВАНИЯ У НАСОСОВ

Если давление внутри потока жидкости по какой-либо причине упадет до давления, равного упругости пара жидкости, то в потоке будут образовываться пустоты, заполненные парами и газами, находящимися в жидкости. Образование таких пустот в жидкости называется к а в и т а ц и е й.

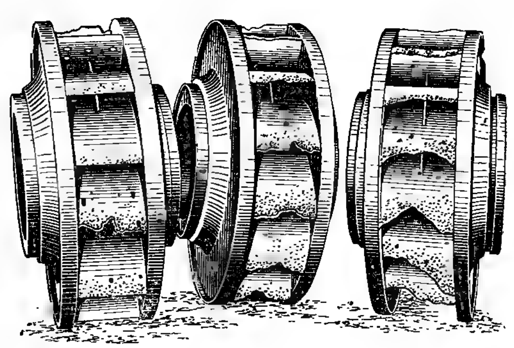


Рис. 93. Примеры разрушения рабочих колес вследствие кавитации.

В центробежных и пропеллерных насосах внутри рабочего колеса и корпуса явление кавитации может происходить из-за понижения давления в жидкости. Давление может понижаться по следующим причинам: 1) от повышения относительной скорости потока в колесе (например, при увеличении расхода насоса); 2) при образовании вихрей и отрыве потока от стенок колеса; 3) вследствие большой высоты всасывания насоса, низкого барометрического давления и повышения температуры перекачиваемой жидкости; 4) из-за условий входа жидкости на колесо и конструкции лопатки.

Кавитация возникает обычно около стенок, в местах пониженного давления. Выделяющиеся при этом пары и газы увлекаются потоком и, попадая в другие условия, конденсируются; окружающие частицы жидкости с весьма большими скоростями, не встречая особого сопротивления от незначительного количества разреженного пара, устремляются в пространство, занятое паром. При движении с большими скоростями частицы жидкости, ударяясь друг о друга, развивают большие давления, достигающие тысячи атмосфер.

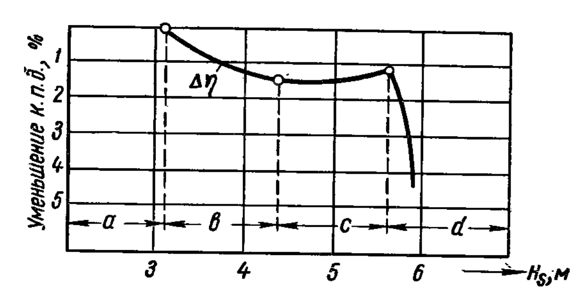


Рис. 94. Нарастание кавитации и снижение к. п. д. насоса вследствие изменения высоты всасывания H_s.

В первую очередь разрушаются те места материала, которые имеют микроскопические трещины на поверхности стенок. Далее, в образовавшихся на поверхности углублениях и раковинах происходит более интенсивное разрушение материала от удара частиц. Кроме того, материал стенок подвергается разрушению от химического воздействия воздуха, богатого кислородом, и различных газов, выделяющихся из воды; следовательно, происходит и коррозия материала. Коррозия, связанная с кавитацией, разрушает лопатки, иногда очень быстро, через несколько часов после начала работы насоса. На рисунке 93 показано разрушение лопаток центробежных насосов на оросительной насосной станции вследствие кавитации.

Кавитацию в насосе легко обнаружить по шуму, треску и дрожанию насосного агрегата, что сопровождается падением расхода, напора, мощности и к. п. д.

На рисунке 94 показан процесс нарастания кавитации и уменьшения к. п. д. насоса в зависимости от величины высоты всасывания $H_в$ при постоянном напоре насоса H. Область a соответствует началу кавитации; здесь кавитации нет или она весьма незначительна. В наиболее опасных местах могут появляться пузырьки пара, но это явление еще не оказывает влияния на расход, напор и к. п. д. насоса. При увеличении $H_в$ парообразование усиливается, в насосе появляется легкий шум, к. п. д. и расход несколько уменьшаются, но незначительно. Это соответствует области b. При дальнейшем увеличении $H_в$ начинается выделение пара в насосе, слышен треск (область c). Области b и c соответствуют тому периоду кавитации, при котором пары и газы увлекаются потоком жидкости и, попадая в другие условия, конденсируются; в это время происходит интенсивное ударное действие жидких частиц.

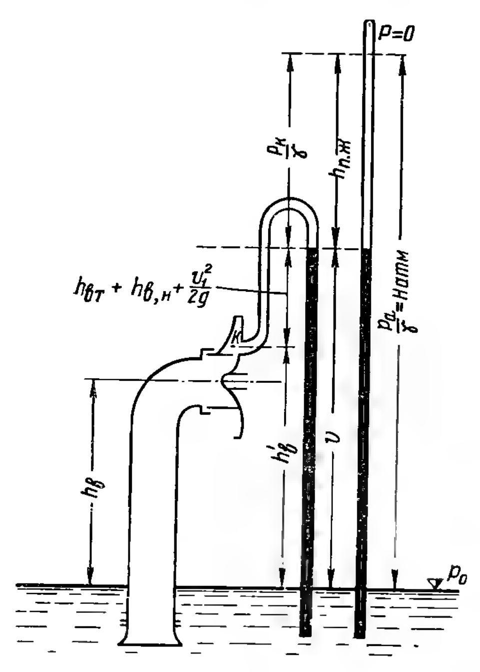


Рис. 95. Схема соотношений параметров, влияющих на возникновение явления кавитации.

При дальнейшем увеличении $H_в$ парообразование происходит по всей поверхности лопатки; к. п. д., расход и напор резко падают (область d), треск в насосе переходит в легкое шуршание.

Виды кавитации. П р о ф и л ь н а я к а в и т а ц и я возникает на лопасти, обтекаемой потоком. Этот вид кавитации зависит от условий подвода и входа потока в лопасть. Например, у осевых насосов влияние оказывает профиль лопасти, форма обтекателя, конструкция ребра, поддерживающего обтекатель, и т. д. Профильная кавитация зависит также от того, как обтекается лопасть свободным потоком, то есть потоком, поступающим в рабочее колесо через межреберное пространство, или как она обтекается потоком, поступающим из зоны торможения за ребрами обтекателя. При анализе обтекания лопасти в целом в условиях появления и развития в ней кавитации вводится понятие о числе, характеризующем кавитацию решетки:

$$\lambda = \frac{h_1 - h_{п.ж}}{\frac{v_1^2}{2g}}, \qquad (103)$$

где h_1 — высота, соответствующая абсолютному давлению в потоке перед лопастью колеса, *м* вод. ст.;

$h_{п.ж}$ — высота, соответствующая давлению насыщенных паров жидкости, *м* вод. ст.;

v_1 — осевая слагающая скорости потока перед колесом, *м/сек*.

Щ е л е в а я к а в и т а ц и я разделяется на торцовую и концевую. Щелевая торцовая кавитация возможна, когда торцовая кромка лопасти имеет прямоугольный входной край, а концевая, когда торцовая кромка лопасти имеет форму С, то есть входной край левого отверстия округлен радиусом 20 *мм*. Условия возникновения щелевой концевой кавитации в области минимального давления и профильной кавитации почти одинаковы.

Кавитация, возникающая от неровности поверхности стенок камеры, в которой помещено колесо осевого насоса, так же опасна, как профильная кавитация лопасти.

При эксплуатации насосов, особенно осевых, надо обнаружить начало эрозии материала, возникшей от появляющейся кавитации, выяснить вид кавитации и принять соответствующие меры. Кавитационному разрушению подвержены чугун, углеродистая сталь; устойчивостью против кавитации обладают лигнофоль, нержавеющая сталь, бронза. Для устранения эрозии поврежденные места стальных камер вырубают, заваривают нержавеющей сталью особых марок и зачищают наплавленные поверхности; можно устанавливать облицовочные пояса из нержавеющей стали, лигнофоля и других стойких материалов.

Допускаемая высота всасывания насоса определяется следующим образом. Напишем уравнение Д. Бернулли для потока жидкости (рис. 95) от свободной ее поверхности при давлении P_a, равном атмосферному, до точки K, взятой на поверхности лопатки колеса насоса около входа на лопатку. Приняв за плоскость сравнения свободную поверхность, определим давление в точке K. Из уравнения Бернулли имеем:

$$\frac{p_к}{\gamma} = \frac{p_a}{\gamma} - h'_в - h'_{в.н} - h_{в.т} - \frac{v_1^2}{2g}, \tag{104}$$

где $\frac{p_a}{\gamma} = H_a$, а $h_{в.т}$ — потери на гидривлические сопротивления во всасывающем трубопроводе до вакуума;

$h_{в.н}$ — потери на гидравлическое сопротивление при входе на лопатку колеса, которые можно определить по формуле:

$$h_{в.н} = \xi_{вх} \frac{w_1^2}{2g}, \tag{105}$$

$\xi_{вх}$ — коэффициент сопротивления при входе на лопатку. Это — величина, значение которой зависит от формы головки и профиля лопасти колеса, угла атаки, влияния друг на друга лопаток, составляющих решетку;

w_1 — входная скорость относительного движения потока;

v_1 — скорость при входе воды на колесо. При неравномерном распределении скоростей у входа на колесо в условиях начинающейся кавитации необходимо вместо $\frac{v_1^2}{2g}$ взять величину $\alpha \frac{v_1^2}{2g}$, где α — опытный коэффициент, равный примерно 1,5, аналогичный коэффициенту кинетической энергии потока.

Кавитация начинается при значении $\frac{p_к}{\gamma}$, равном давлению паров жидкости $h_{п.ж}$, и соответствующей температуре жидкости (табл. 4).

Таблица 4

Температура жидкости, °С	5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
Давление, *м* вод. ст.	0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,39

Следовательно, при $\frac{p_к}{\gamma} = h_{п.ж}$ и замене $h'_в + h_{в.т} = H_{вп}$ можно определить из уравнения (104) критическое (наибольшее) значение высоты всасывания $H_{вп.кр}$, при которой начинается явление кавитации:

$$H_{вп.кр} = H_{ат} - h_{п.ж} - \xi_{вх} \frac{w_1^2}{2g} - \alpha \frac{v_1^2}{2g}. \tag{106}$$

Заменяя

$$\xi_{вх}\frac{w_1^2}{2gH}+\alpha\frac{v_1^2}{2gH}=\sigma_{кр} \tag{107}$$

($\sigma_{кр}$ называется коэффициентом кавитации), найдем:

$$H_{вп.кр}=H_{ат}-h_{п.ж}-\sigma_{кр}H. \tag{108}$$

В действительности кавитация наступает раньше чем $\frac{p_к}{\gamma}$ достигает величины $h_{п.ж}$. Поэтому в насосной установке принимают $H_{вп.доп}<$ $<H_{вп.кр}$, чему соответствует коэффициент кавитации $\sigma>\sigma_{кр}$. Отношение $\frac{\sigma}{\sigma_{кр}}$ представляет собой некоторый коэффициент безопасности $Б$, который для насосов с плохим $\sigma_{кр}$ принимается равным 1,3.

Следовательно, допускаемая высота всасывания:

$$H_{вп.доп}=H_{ат}-h_{п.ж}-\sigma H. \tag{109}$$

Кавитационный запас. Приведенные выше расчетные данные, объясняющие смысл кавитации, не совсем удобны для практического применения, так как в них рассматриваются входная часть насоса и вход воды на колесо. Давление и коэффициенты сопротивлений можно определить при исследованиях насосов на кавитацию. Поэтому удобнее пользоваться понятием кавитационного запаса, так как давления и скорости в этом случае определяются во входном патрубке. Обозначим: абсолютное давление в точке замера давления вакуумметром — p_A (давление замеряется в точке A, находящейся в горизонтальной плоскости, проходящей через ось входного патрубка); среднюю скорость в сечении, проходящем через A — $v_в$; упругость паров жидкости — $h_{п.ж}$. Тогда кавитационный запас Δh определяется по формуле:

$$\Delta h=\frac{p_A}{\gamma}+\frac{v_в^2}{2g}-h_{п.ж}, \tag{110}$$

то есть Δh представляет собой превышение суммы потенциальной энергии, отнесенной к оси входного патрубка горизонтального насоса, $\frac{p_A}{\gamma}$ и кинетической энергии $\frac{v_в^2}{2g}$ в метрах столба подаваемой насосом жидкости над упругостью ее паров, если насос работает со всасыванием. Если же насос работает с подпором, то: $p_A>p_{ат}$, и формула (110) остается в силе (рис. 4). При $p_A<p_{ат}$ из формул (8) и (9) для $y=0$ имеем:

$$\frac{p_A}{\gamma}=\frac{p_{ат}}{\gamma}-H_{вп}-\frac{v_в^2}{2g}=H_{ат}-H_{вп}-\frac{v_в^2}{2g}.$$

Подставляя последнее выражение в формулу (110), получим:

$$\Delta h=H_{ат}-H_{вп}-h_{п.ж}$$

или

$$\frac{\Delta h}{H}=\frac{H_{ат}-H_{вп}-h_{п.ж}}{H}.$$

Обозначая $\frac{\Delta h}{H}$ через σ, найдем, что $\Delta h=\sigma H$:

$$H_{вп}=H_{ат}-h_{п.ж}-\sigma H, \tag{111}$$

то есть мы получили выражение, аналогичное уравнению (109). Формула (111) в теории гидромашин давно известна как формула Тома.

Допустимой величиной кавитационного запаса $\Delta h_{доп}$ называется такая, которая обеспечивает нормальную работу насоса без кавитации (или с незначительной, безопасной для насоса кавитацией). По ГОСТ 6134—58 допустимая величина кавитационного запаса вычисляется на основании критического кавитационного запаса $\Delta h_{кр}$, определяемого по кавитационной характеристике насоса по формуле:

$$\Delta h_{доп} = k\Delta h_{кр}, \tag{112}$$

где k — коэффициент запаса, устанавливаемый техническими условиями, согласованными между заказчиком и поставщиком в зависимости от типа и условий работы насоса. Величину k рекомендуется принимать не ниже 1,15.

При испытании насоса на кавитацию его включают в замкнутую установку для испытаний насоса (рис. 65), напор и подачу оставляют постоянными, а в баке при помощи вакуум-насоса создают пониженные давления, вызывающие кавитацию насоса. Тогда при некоторых значениях Δh начинается в насосе кавитация, о чем можно судить по уменьшению подачи и напора. Это наглядно можно видеть на кавитационной характеристике, которую строят по замеренным величинам $H_{вак}$, $H_{ман}$, Q, N (рис. 96). За $\Delta h_{кр}$ условно принимают такое значение Δh, при котором H и N уменьшаются от горизонтального участка на 2%. При изменении скорости вращения насоса с n_1 до n_2 значения $\Delta h_{доп}$ пересчитываются по закону подобия:

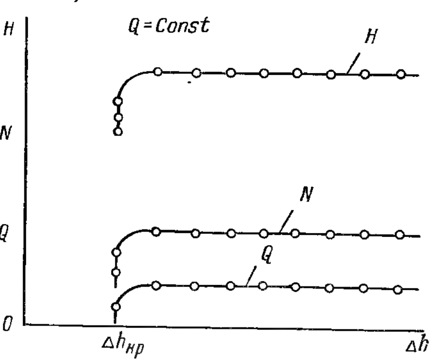


Рис. 96. Кавитационные характеристики.

$$\frac{\Delta h_{1доп}}{\Delta h_{2доп}} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2. \tag{113}$$

Законы подобия справедливы при расчетном числе оборотов $n_{расч}$, отличающемся от $n_{исп}$ не больше чем в два раза, при ν не больше 0,025 *см²/сек*. Для жидкости, у которой ν больше 0,025, но меньше 0,53 *см²/сек*, допускается пересчет только для Q и H и $\Delta h_{доп}$ (ГОСТ 6134—58).

В практике пользуются кривыми $H_{вп.доп}$ или $H_{вак.доп}$, которые даются на характеристиках насоса в виде отдельных кривых в функции подачи. Следует запомнить, что при увеличении подачи значения $H_{в.доп}$ или $H_{вак.доп}$ уменьшаются, поэтому, работая в зоне, снижающей ветви при $Q > Q_{норм}$, можно вызвать кавитацию у насоса. Зная $H_{вп.доп}$ или $H_{вак.доп}$, можно определить σ из формулы (109) и Δh из формулы (111).

Пример. Дано: $H_{вак.доп} = 5$ *м*; $v_в = 2{,}5$ *м/сек* (определяется как частное от деления подачи на площадь входного патрубка). Определить σ, если температура жидкости 20°, а $H_{ат} = 10{,}25$ *м* вод. ст.

Из формулы (10)

$$H_{вп.доп} = H_{вак.доп} - \frac{v_в^2}{2g} = 5 - \frac{2{,}5^2}{19{,}02} - 5 - 0{,}32 = 4{,}68 \text{ м}.$$

Если принять $h_{п.ж} = 0{,}24$ *м*, а $H = 20$ *м*, то из выражения (109) получим:

$$\sigma_{доп} = \frac{20{,}05 - 0{,}25 - 4{,}68}{20} = \frac{5{,}13}{20} = 0{,}257.$$

$$\Delta h_{доп} = 0{,}257 \cdot 20 = 5{,}14 \text{ м}.$$

Иногда пользуются эмпирическими формулами для определения σ, когда опытных данных нет, а известно только n_s. К числу таких формул относится формула Г. фон Видерн (Escher Wyss Miteilungen № 1, S. 14–21):

$$\sigma = \frac{n_s^{4/3}}{A_1}.$$

Число A_1 в знаменателе постоянно, что делает эту формулу пригодной лишь для ограниченного числа случаев. Более подходит формула С. С. Руднева:

$$\sigma = \frac{n_s^{4/3}}{A},$$

где A зависит от конструкции насоса и n_s; $A=4700$ для $n_s=110$; $A=6300$ для $n_s=180$.

Есть некоторые основания для определения σ как функции n_s. При проектировании гидромашин скорости выражают уравнением: $v=k_v\sqrt{2gH}$ или $\frac{v^2}{gH}=2k_v^2$. Но коэффициенты k_v перед радикалом, по опытным данным, для определенных серий насосов считают как функцию n_s. Выражение $\frac{v^2}{gH}$ представляет в теории подобия некоторую критериальную величину, аналогичную числу Fr. Следовательно, в подобных машинах k_v сохраняет постоянную величину. Исходя из этого в формуле 107 можно считать, что $\frac{w_1^2}{2gH}=f_{\text{I}}(n_s)$ и $\frac{v_1^2}{2gH}=f_{\text{II}}(n_s)$, тогда $\sigma_{кр}\,\xi_{вх}\,f_{\text{I}}(n_s)+\alpha f_{\text{II}}(n_s)$.

Следовательно, $\sigma_{кр}$ зависит от $\xi_{вх}$ и α, то есть от конструктивных форм входной части насоса и n_s. Таким образом, имеется логическое основание выражать σ через n_s, но надо учитывать и конструктивные формы. Это и находит свое отражение в формуле С. С. Руднева, в которой A учитывает особенности конструкции и быстроходность колеса насоса.

§ 1. ОБЩАЯ КЛАССИФИКАЦИЯ ОБЪЕМНЫХ НАСОСОВ

Насосы по действию их рабочей части можно разделить на следующие типы: 1) поршневые, в которых рабочая часть (поршень, плунжер) совершает возвратно-поступательное движение; б) ротационные (односторонние, двухроторные, трехроторные) с непрерывно вращающимися вокруг оси рабочими частями; в) крыльчатые с кругообразно возвратным движением рабочей части (поршня).

§ 2. ДЕЙСТВИЕ И КЛАССИФИКАЦИЯ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

По конструктивному признаку поршневые насосы можно разделить на две группы — собственно поршневые и скальчатые (плунжерные) насосы.

В собственно поршневых насосах (рис. 97) основными деталями являются цилиндр с хорошо обработанной поверхностью и двигающийся в нем (взад и вперед) дисковый поршень, плотно прилегающий к

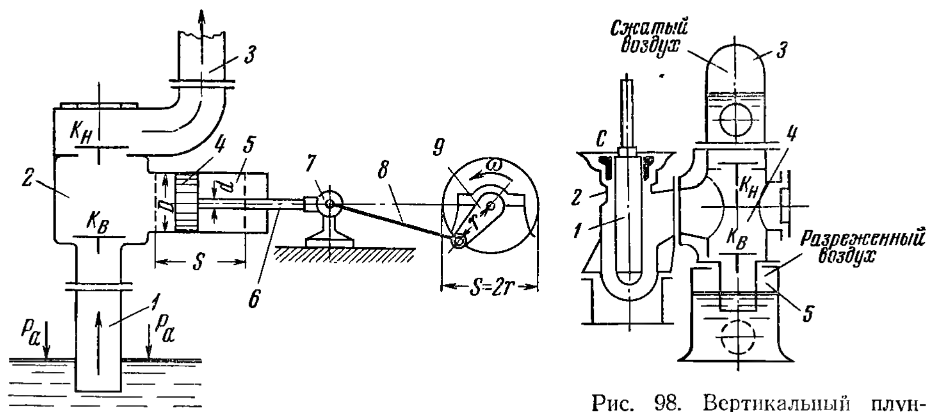


Рис. 97. Горизонтальный поршневой насос одинарного действия:

1 — всасывающий трубопровод; 2 — рабочая камера; 3 — напорный трубопровод; 4 — поршень; 5 — цилиндр, 6 — шток; 7 — крейцкопф; 8 — шатун; 9 — кривошип.

Рис. 98. Вертикальный плунжерный (скальчатый) насос одинарного действия:

1 — плунжер; 2 цилиндр; 3 — нагнетательный воздушный колпак; 4 — рабочая камера; 5 — всасывающая воздушная труба.

рабочей поверхности цилиндра и скользящий по ней. В скальчатых (плунжерных) насосах (рис. 98) вместо поршня двигается цилиндрический плунжер, или скалка, который через сальник входит внутрь насосной камеры, являющейся в этом случае цилиндром насоса. С гидравлической точки зрения и по рабочему процессу обе группы насосов одинаковы.

Конструктивное различие насосов делает их пригодными для разных случаев работы. Так, при высоких давлениях (свыше 10 *ат*) целесообразнее применять плунжерные насосы, при меньших — поршневые. В эксплуатации проще плунжерные насосы, так как у них нет сменяемых деталей (поршневых колец, манжет и пр.), которые имеются у поршневых.

Рассмотрим действие поршневых и плунжерных насосов, предварительно введя следующие обозначения:

$F_п$ — площадь сечения поршня или плунжера, $м^2$, равная $\frac{\pi D^2}{4}$;

D — диаметр поршня, *м*;

f — площадь сечения поршневого штока, $м^2$;

S — ход поршня, *м*, равный $2r$ для насосов с кривошипно-шатунным механизмом (r — радиус кривошипа);

n — число двойных ходов поршня или плунжера или число оборотов вала кривошипа в минуту при кривошипно-шатунном передаточном механизме;

V — объем, описываемый поршнем или плунжером за один ход, $м^3$;

Q — действительный расход насоса в $м^3$ (t может равняться 1 *сек.*, 1 *мин.*, 1 *час.*);

Q_t — теоретический расход насоса, $м^3/t$.

Во время движения поршня или плунжера (рис. 97) внутри цилиндра, при установившейся работе насоса (в случае заполнения цилиндра и всасывающей трубы жидкостью), происходит попеременное всасывание и нагнетание жидкости. При движении поршня вправо в цилиндре образуется вакуум, поэтому всасывающий клапан $K_в$ откроется, и насос засосет за ход поршня объем жидкости $V=F_пS$. При движении поршня влево за тот же ход S благодаря развиваемому давлению поршня нагнетательный клапан $K_н$ откроется, и объем жидкости $V=F_пS$ вытолкнется в напорную трубу. Следовательно, насос за один ход будет всасывать жидкость, а за другой, обратный ход, — нагнетать ее.

Такие насосы называются насосами одинарного действия. Секундный расход такого насоса при n двойных ходов в минуту можно определить по формуле:

$$Q_t = \frac{F_п Sn}{60} \; м^3/сек, \qquad (114)$$

а часовой расход по формуле:

$$Q_t = 60 F_п Sn \; м^3/час. \qquad (114')$$

На рисунке 98 представлена схема насоса одинарного действия, но с вертикальным плунжером, проходящим через уплотнительный сальник C внутрь насоса. Этот насос работает так же, как изображенный на рисунке 97 горизонтальный поршневой насос. Дополнительными деталями являются всасывающая воздушная камера и нагнетательный воздушный колпак. Эти детали, как увидим дальше, имеют важное значение для работы насоса и могут быть и у насоса с горизонтальным плунжером (рис. 6) или поршнем.

По расположению оси различают насосы горизонтальные (рис. 97) и вертикальные (рис. 98). На рисунке 99 показаны схемы поршневых насосов двойного действия, а на рисунке 100 приведена схема плунжерного насоса двойного действия

Действие всех показанных насосов одинаково. При движении поршня (плунжера) влево при установившейся работе насоса клапан $K'_в$ будет закрыт, а $K'_н$ открыт, и через него насос подаст в нагнетательную трубу за ход S объем воды $V_1=F_пS$. В это время в правой рабочей ка-

мере насоса будет через клапан $K_в''$ засасываться вода, клапан $K_н''$ будет закрыт. При движении поршня (плунжера) вправо засасывание будет происходить через клапан $K_в'$, а нагнетание — через $K_н''$; при этом насос за ход S подаст объем $V_2 = (F_п - f)S$. Следовательно, за два хода подача насосом будет равна:

$$V = V_1 + V_2 = F_п S + (F_п - f) S = (2F_п - f) S,$$

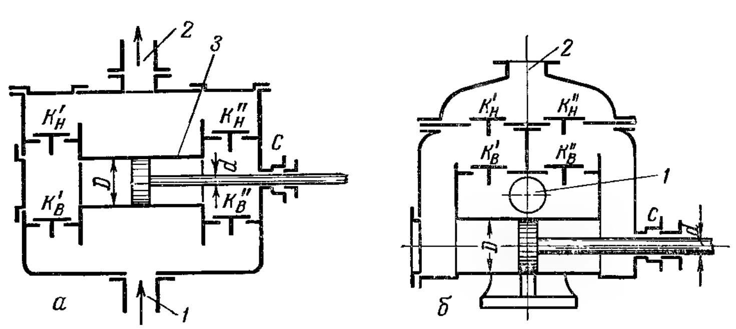


Рис. 99. Горизонтальный поршневой насос двойного действия:

а — с расположением клапанов на разных сторонах поршня; *б* — с расположением клапанов по одну сторону поршня (выше оси насоса); *1* — всасывающий трубопровод; *2* — напорный трубопровод; *3* — цилиндр.

а секундный расход насоса при n двойных ходах в минуту:

$$Q_t = \frac{(2F_п - f) Sn}{60}, \qquad (115)$$

часовой расход:

$$Q_t = 60 (2F_п - f) Sn. \qquad (115')$$

Промышленность выпускает горизонтальные и вертикальные насосы двойного действия. Возможно устройство и **сдвоенных** насосов одинарного действия, имеющих, например, общий двухколенчатый вал; кривошипы в этом случае расположены под углом 180°. Такой насос имеет два независимых друг от друга цилиндра; когда в одном цилиндре происходит засасывание воды, то в другом — нагнетание. Секундный расход такого насоса определяют по формуле:

$$Q_t = \frac{2F_п Sn}{60} \ м^3/сек. \qquad (116)$$

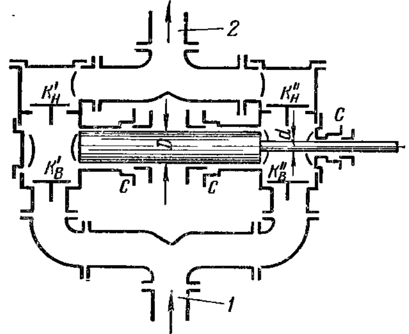


Рис. 100. Горизонтальный плунжерный насос двойного действия:

1 — всасывающий трубопровод; *2* — напорный трубопровод.

Можно получить насос **тройного действия** (**триплекс**), составив его из трех насосов одинарного действия, имеющих общий коленчатый вал. На рисунке 101 изображен вертикальный насос тройного действия, у которого кривошипы расположены под углом 120°. Подача за рабочий цикл насоса $V = 3F_п S$. Секундный расход:

$$Q_t = \frac{3F_п Sn}{60} \ м^3/сек, \qquad (117)$$

а часовой:

$$Q_t = 60 \cdot 3F_п Sn \ м^3/час.$$

Такие насосы имеют общий всасывающий и напорный трубопроводы.

Сдвоенные насосы двойного действия называются **насосами четверного действия** (дуплекс). Секундный расход такого насоса:

$$Q_t = \frac{2(2F_п - f)Sn}{60} \; м^3/сек, \qquad (118)$$

а часовой:

$$Q_t = 60 \cdot 2(2F_п - f)Sn \; м^3/час. \qquad (118')$$

Насосы свыше четверного действия мало распространены, поэтому здесь не рассматриваются. Следует только отметить, что равномерную

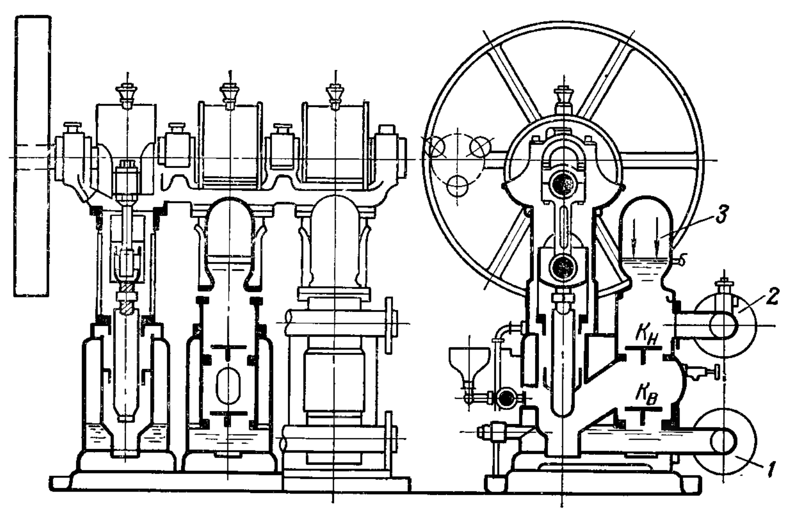


Рис. 101. Вертикальный плунжерный (скальчатый) насос тройного действия (триплекс):

1 — всасывающий трубопровод; 2 — напорный трубопровод; 3 — нагнетательный колпак.

подачу воды без участия воздушного колпака дают насосы с нечетным числом цилиндров — три, пять и т. д.

Заслуживают внимания **вертикальные поршневые шланговые насосы** для трубчатых колодцев, называемые иногда **глубокими поршневыми насосами**.

На рисунке 102, *а* показана схема простейшего штангового поршневого насоса. Насос состоит из цилиндра *2*, всасывающей трубы с клапаном, поршня *3* со сквозным отверстием, закрываемым клапаном $К_н$. Такой поршень называется проходным. Поршень приводится в движение от штанги *5*, с которой он соединен вилкой *4*. При установившейся работе насоса поршень при подъеме вверх на высоту хода S через клапан $К_в$ засасывает в цилиндр объем воды $F_пS$ и в то же время нагнетает в напорную трубу объем $F_пS$, причем клапан $К_н$ закрыт *. При опускании поршня клапан $К_в$ закроется, а через открывшийся клапан $К_н$ будет протекать в пространство над поршнем объем воды $F_пS$, который и заполнит освободившееся внутри цилиндра пространство при опускании поршня. При этом насос не будет подавать воду в напорную трубу. Если поршень совершает в минуту n двойных ходов, то расход насоса определяется по формулам (114) или (114′). Следовательно, рассмотренный насос относится к группе насосов одинарного действия и имеет рабочий ход при движении поршня вверх.

---

* В целях лучшего усвоения процесса работы насоса предполагается, что диаметр штанги невелик, и объемом $f = \frac{\pi d_1^2}{4} S$ можно пренебречь.

Этот насос несколько более упрощенной конструкции был известен еще древним грекам около двух с половиной тысячелетий тому назад. Его применяют и в настоящее время для подъема жидкости из глубоких скважин и колодцев.

На рисунке 102, *б* изображен штанговый поршневой дифференциальный насос. В нижней части он ничем не отличается от простого насоса, изображенного на рисунке 102, *а*, в верхней же части имеет плунжер (или ныряло) 7. Благодаря наличию плунжера насос работает по принципу дифференциального насоса. При подъеме поршня объем жидкости, поданной в трубу, равен $(F_п - f)S$, а объем жидкости, засасываемой через клапан $K_в$, составляет $F_пS$. При опускании поршня плунжер вытесняет в напорную трубу объем fS. Следовательно, подача за два хода равна $V = F_пS$, а расход насоса определяется по формулам (114) или (114′).

Штанговые насосы могут иметь два поршня и работать по принципу насосов двойного действия. Каждый поршень при ходе вверх производит одновременно всасывание и нагнетание. Штанга верхнего поршня трубчатая; внутри нее проходит сплошная штанга нижнего поршня. Штанги приводятся в движение коленчатым валом, одно колено которого повернуто на угол 180° по отношению к другому.

Если нижний поршень опускается, то верхний поднимается, причем последний поднимает объем (не учитывая объем штанг) $V_1 = F_п : S$.

Следует обратить внимание на одно существенное обстоятельство работы двухпоршневого насоса. Штанги обоих поршней при подъеме любого из них работают только на растяжение; опускание вниз происходит под действием веса поршней и штанг. Нагрузка обоих ходов одинакова, поэтому работа во время всего оборота кривошипа совершается довольно равномерно, и особых приспособлений для выравнивания работы здесь не нужно, как это, например, требуется для насоса, показанного на рисунке 102.

Рис. 102. Штанговый поршневой насос:

а — простейшей конструкции; *б* — дифференциальный; *1* — всасывающий трубопровод; *2* — цилиндр; *3* — проходной поршень; *4* — вилка; *5* — штанга; *6* — напорный трубопровод; *7* — ныряло.

В зависимости от назначения, условий работы и свойств перекачиваемой жидкости поршневые насосы бывают весьма различных конструкций.

I. По расположению оси различают насосы горизонтальные и вертикальные. Последние могут быть установлены на отдельных фундаментах (рис. 98, 101) или, как штанговые насосы, опущены в скважины (рис. 102).

II. По устройству поршня различают насосы поршневого типа и скальчатые (плунжерные).

III. По характеру действия насосы бывают: одинарного, или простого, действия; двойного, тройного, четверного действия; с дифференциальным плунжером.

IV. По числу цилиндров различают насосы «симплекс», имеющие один насосный цилиндр, «дуплекс», имеющие два насосных цилиндра, и «триплекс», с тремя насосными цилиндрами.

V. По способу приведения в действие насосы бывают: 1) паровые — прямодействующие, у которых поршень насосного цилиндра непосредственно общим штоком связан с поршнем паровой машины, составляющей, таким образом, один общий агрегат с насосным цилиндром; 2) приводные от отдельно расположенного двигателя, соединенного с насосом какой-либо передачей; 3) ручные, имеющие ручной привод.

§ 3. ОПИСАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ НЕКОТОРЫХ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Ручной насос двойного действия. На рисунке 103 показан общий вид ручного насоса двойного действия, а на рисунке 104 — его разрез. Внутри насосного цилиндра движется поршень *2*, приводимый в движение от рукоятки *15* при шатунном механизме *11*. Клапаны насоса (всасывающий *6*, нагнетательный *7*) расположены в общей клапанной коробке сверху цилиндра (рис. 104). Доступ к ним возможен через верхнюю крышку насоса *8*.

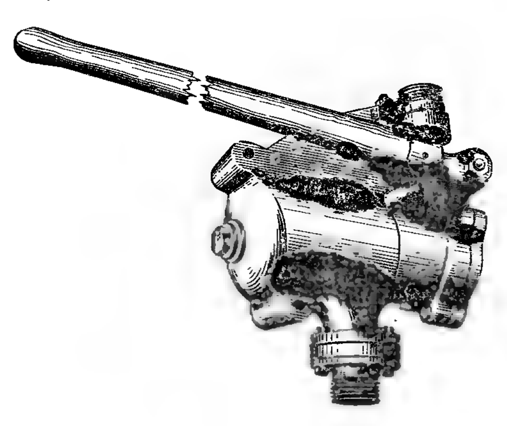


Рис. 103. Общий вид ручного поршневого насоса двойного действия.

Производительность этих насосов от 0,84 до 4 *м³/час* при напоре 3 *ат* и числе двойных качаний 40 ÷ 60 в минуту. Ручные насосы могут перекачивать холодную и горячую воду, чистую и слегка загрязненную нефть, керосин, спирт, масла и другие жидкости. Марка насоса БКФ (бензиновый—керосиновый) № 2 или № 4.

Обычно этот насос имеет чугунный корпус и чугунные поршни. Поршни изготовляются с кожаными манжетами — для перекачивания холодных, слегка загрязненных жидкостей, не разрушающих кожу, или с металлическими кольцами — для перекачивания чистой горячей воды,

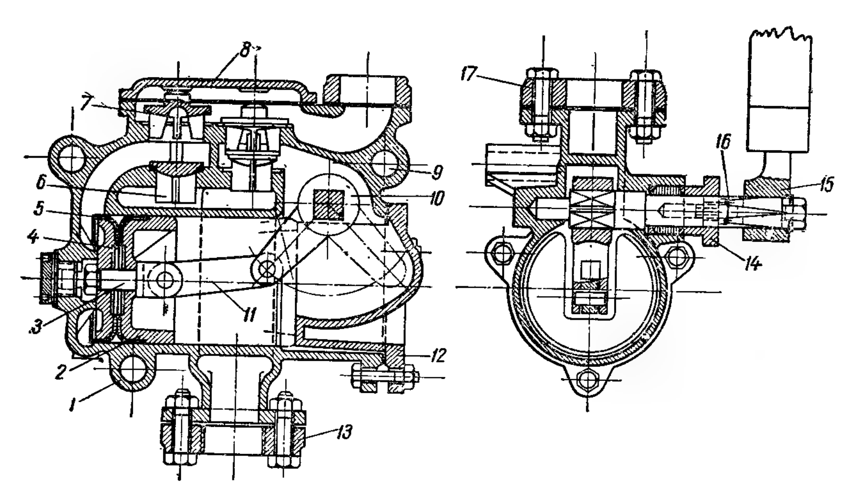


Рис. 104. Ручной насос двойного действия:

1 — корпус насоса; *2* — поршень (*2* и *4* — шайбы поршня); *3* — поршневой болт; *5* — манжеты; *6* и *7* — всасывающий и нагнетательный клапаны; *8* — верхняя крышка; *9* — отверстия для крепления насоса; *10* — рычаг (кривошип); *11* — шатун; *12* — крышка; *13* и *17* — всасывающий и напорный патрубки; *14* — крышка сальника; *15* — рукоятка; *16* — валик.

керосина, нефти, спирта и других жидкостей, вредно действующих на кожу. Клапаны — бронзовые или бронзовые с кожаными прокладками (для жидкостей, не разрушающих кожу). Этот насос относится к группе всасывающих и нагнетательных ручных насосов.

Приводной поршневой насос двойного действия представлен на рисунке 105, а разрез этого насоса — на рисунке 106. Корпус насоса *8* вместе с приводным механизмом (шкивы *28*, шестерни *25*, *27*, коленчатый вал *24*, шатун *17*) монтируются на общей раме *13*. Всасывающие *7* и нагнетательные *2* клапаны помещаются в клапанной коробке над цилинд-

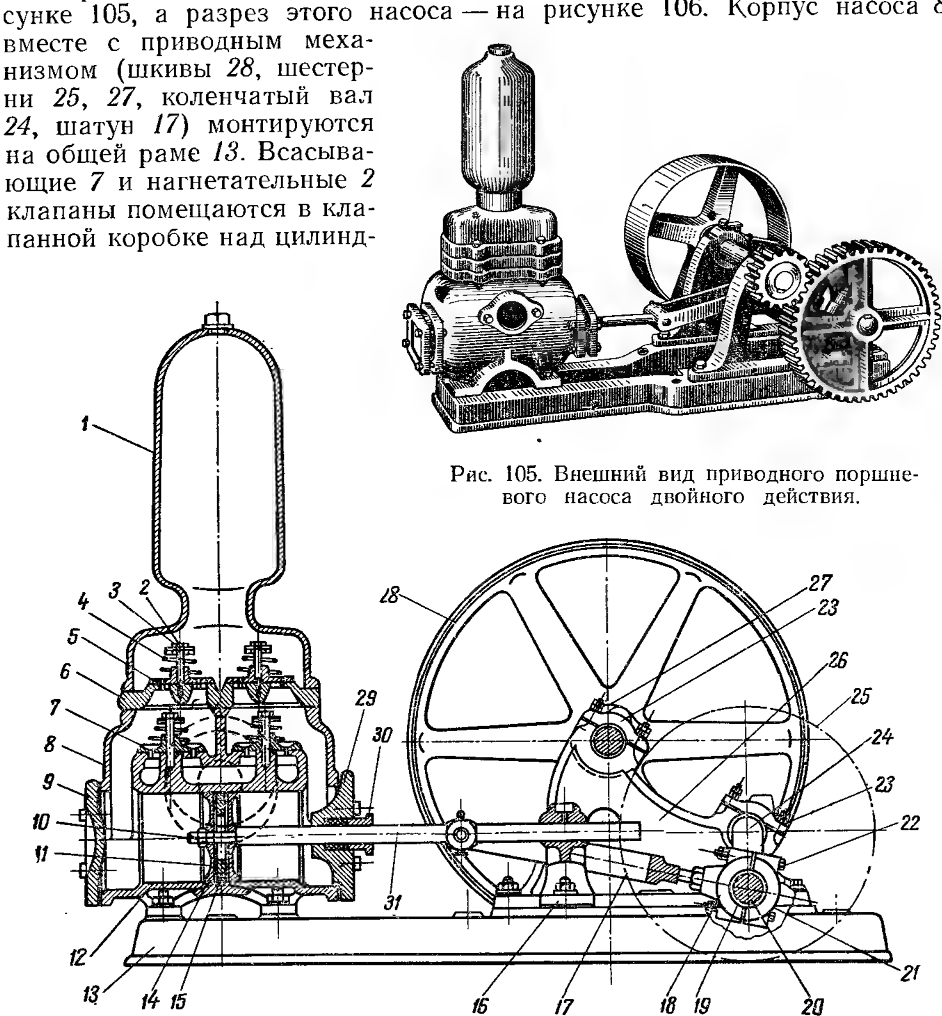


Рис. 105. Внешний вид приводного поршневого насоса двойного действия.

Рис. 106. Приводной поршневой насос двойного действия:

1 — воздушный нагнетательный колпак; *2* и *7* — нагнетательный и всасывающий клапаны; *3* — гайка регулирования напряжения пружин; *4* — пружина; *5* — шайба с подкладкой под клапан; *6* — клапанная плита; *8* — корпус насоса; *9* — задняя крышка; *10* — конец штока с гайкой крепления поршня; *11* — крайняя шайба поршневая; *12* — цилиндр насоса; *13* — рама насоса; *14* — кожаные манжеты; *15* — средняя шайба поршневая; *16* — стойка направления; *17* — шатун; *18* — головка шатуна без масленки; *19* — вкладыш; *20* — шейка; *21* — головка шатуна с масленкой; *22* — болт головки шатуна; *23* — крышка стойки; *24* — коленчатый вал; *25* и *27* — шестерни — большая ведомая на коленчатом валу и малая ведущая на валу шкива; *26* — стойка; *28* — шкив; *29* — передняя крышка; *30* — сальник; *31* — шток.

ром насоса. Для осмотра клапанов надо снять крышку корпуса, отлитого вместе с нагнетательным воздушным колпаком *1*, и клапанную плиту *6*, не отделяя трубопровода. В корпусе насоса имеется по одному всасывающему и нагнетательному отверстию. Насос снабжен двумя шкивами — рабочим и холостым для ременного привода от двигателя. Движение от шкива к поршню передается при помощи зубчатой передачи (малая шестерня *27* на валу шкива и большая *25* — на коленчатом валу), коленчатого вала, шатуна и штока *31*. Приводной и коленчатый

валы имеют по два подшипника. Всасывающего воздушного колпака или всасывающей воздушной камеры насос не имеет. Поэтому на длинной всасывающей линии рекомендуется ставить отдельный всасывающий воздушный колпак (другие насосы этого типа имеют воздушные всасывающие камеры в корпусе насоса).

В обычном исполнении насос имеет чугунные корпус, поршень с кожаными манжетами, клапаны с кожаными подкладками; валы, шатуны и штоки — стальные. Прямой вал изготовляется из стали марки Ст. 3, коленчатый вал и шток — из Ст. 2, а шатун — из стали ЛС59. В индивидуальных случаях поршни могут изготовляться с металлическими кольцами, а клапаны и их седла — из бронзы.

Обозначение марки насоса П-23-20К (приводной, двойного действия — давление 3 *атм*, № модели К20).

Производительность насоса изменяется от 4 до 16 *м³/час*, в зависимости от размеров; напор — до 30 *м*, число двойных ходов 34÷50 в минуту.

Условные обозначения насосов

1. Приводные насосы обозначаются буквой П.
2. Паровые прямодействующие насосы буквой не обозначаются, кроме насосов «компаунд», которые обозначаются буквой К.
3. Буквой В обозначаются вертикальные насосы; горизонтальные — буквой не обозначаются.
4. Цифры обозначают: первая цифра — род действия, следующие — напор в атмосферах и после тире — порядковый номер модели соответствующего стандарта.

§ 4. ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ, ЧИСЛО ДВОЙНЫХ ХОДОВ НАСОСОВ

Если пренебречь площадью штока f при определении производительности насоса, то его теоретический секундный расход может быть определен общей формулой:

$$Q_t = i\,\frac{F_{п} S n}{60}, \qquad (119)$$

где i — число действий насоса (для насоса одинарного действия $i=1$, двойного $i=2$, тройного $i=3$ и т. д.).

В действительности насос подает расход, меньший Q_t, обозначая объемный к. п. д. насоса $\eta_{об}$ (называемый иногда коэффициентом наполнения поршневого насоса) как отношение действительного расхода Q к теоретическому Q_t:

$$\eta_{об} = \frac{Q}{Q_t}; \qquad (120)$$

можно определить секундный расход Q из следующего соотношения:

$$Q = \eta_{об}\, i\,\frac{F_{п} S n}{60}\ м^3/сек. \qquad (121)$$

В среднем $\eta_{об}=0{,}9$. В различных насосах $\eta_{об}$ изменяется от 0,85 до 0,99, в зависимости от различных условий исполнения и их работы. В общем $\eta_{об}$ зависит от следующих условий: 1) степени точности изготовления поршней, клапанов и сальников; 2) состояния этих деталей во время эксплуатации насосов; 3) несоответствия числа ходов насоса размерам его клапана и высоте всасывания; 4) запаздывания открытия всасывающего и закрытия нагнетательного клапанов.

Поясним основные положения возможного уменьшения $\eta_{об}$ примерами. Через неплотности в соединениях насоса (сальники, краны, флан-

цы и пр.) в рабочую камеру может проникать воздух. Воздух может проникнуть также вместе с водой, находясь в ней в растворенном или взвешенном (в виде мелких пузырьков) состоянии. Этот воздух выделяется из воды вследствие вакуума во всасывающей трубе и рабочей камере в период всасывания. Заполнение частей рабочей камеры воздухом уменьшает объем воды. Это — одна из причин снижения расхода насоса Q и $\eta_{об}$.

Другой причиной уменьшения $\eta_{об}$ является запаздывание открытия и закрытия клапанов насоса. В идеальных условиях клапаны должны открываться и закрываться, когда поршень находится в мертвых положениях. В действительности этого не бывает, потому что для открытия и закрытия клапана необходимо определенное время, тогда как смена процессов всасывания и нагнетания происходит почти мгновенно. Поэтому в начале нагнетания всасывающий клапан бывает еще несколько открыт и пропускает обратно воду из цилиндра во всасывающую трубу. В начале всасывания нагнетательный клапан также еще не совсем закрыт, поэтому из нагнетательной трубы через неплотно закрытый клапан некоторое количество жидкости вытекает обратно в цилиндр насоса, где в это время давление понижается всасывающим ходом поршня.

Время, необходимое на окончательное закрытие клапана, зависит от его системы и конструкции: от числа же двойных ходов n поршня будет зависеть продолжительность той части хода поршня, на протяжении которой клапан завершает свою запоздалую посадку. От числа двойных ходов n поршня зависит и величина утечки. Поэтому при увеличении числа двойных ходов поршня $\eta_{об}$ понижается для данной конструкции клапана; наоборот, если изменить конструкцию клапана соответственно большим значением n, то у насоса можно повысить двойное число ходов.

В лучших условиях находятся клапаны в некоторых прямодействующих насосах. Например, в насосах «дуплекс» поршень одного цилиндра, дойдя до мертвой точки, останавливается на некоторое время (такая работа насоса называется работой с паузой). За это время поршень второго цилиндра совершает половину своего полного хода, после чего первый поршень начнет свой обратный ход, в течение первой половины которого второй поршень остается неподвижным. Следовательно, здесь клапан имеет большее время для посадки, совершаемой при неподвижном поршне, поэтому и $\eta_{об}$ близок к единице. Наоборот, в приводных насосах движение поршня непрерывное, так как оно осуществляется от кривошипно-шатунного механизма, вследствие чего запаздывания посадки и открытия клапанов неизбежны.

При перекачивании загрязненной, вязкой и густой жидкости (нефть, масло, мазут и пр.) необходимо уменьшить указанные выше значения $\eta_{об}$ на 3—5%. Расход насоса Q можно определить через среднюю скорость движения поршня c_m:

$$c_m = \frac{2Sn}{60} = \frac{Sn}{60}, \tag{122}$$

тогда секундный расход

$$Q = \eta_{об} i F_п \frac{c_m}{2}. \tag{123}$$

Средняя скорость движения поршня является характерной величиной для поршневых машин. В насосостроении практикой установлены наиболее целесообразные величины c_m при существующих обычных конструкциях клапанов и других частей насоса. Поэтому при проектировании насосов придерживаются некоторых средних значений c_m для работы насоса на воде (табл. 5).

Таблица 5

	c_m, м/сек	
	от	до
Прямодействующий	0,3	0,7
Приводной с обыкновенными клапанами (по типу рис. 106)	0,2	0,6
Приводной большой, $D=150$ мм	0,6	1,5
Ручной	0,05	0,15
» пожарный	0,3	0,5
Канализационный	0,2	0,4

При густых, вязких и засоренных жидкостях табличное значение c_m следует снижать.

Величина c_m зависит от длины хода поршня (скалки) S и числа двойных ходов n. Ход поршня S зависит от требуемой подачи насоса $V=F_пS$ при заданном числе n и расходе Q.

Подача $V=F_пS\frac{\pi D^2}{4}$ может быть получена при различных отношениях $\frac{S}{D}$. Следует заметить, что при большом диаметре и соответственно уменьшенном значении S получается большое усилие на поршень, а следовательно, и на все детали передающего это усилие механизма, что требует усиления деталей механизма и увеличения силы, развиваемой двигателем. Но уменьшение S несколько сокращает длину насоса, поэтому насосы, рассчитанные на малые давления, имеют относительно малые размеры S и большие диаметры поршней D. Такие же соотношения применяются и в вертикальных насосах для уменьшения их строительной высоты. При малом D и большом значении S длина всего насоса будет больше, чем в первом случае, а усилие, передаваемое механизмом поршню, меньше; следовательно, отдельные детали передаточного механизма получатся по расчету легче. В связи с этим насосы, рассчитанные на большие давления, имеют, как правило, большой ход и сравнительно малый диаметр поршня.

Следует, однако, обратить также внимание и на силы инерции движущихся частей насоса: поршня или плунжера, крейкопфа, шатуна, так как чем больше S (при $n=\text{const}$), тем больше будут скорость и ускорение этих частей, а следовательно, и развивающиеся при этом силы инерции.

Для вертикальных приводных штанговых насосов отношение $\frac{S}{D}$ находится в пределах $4\div8$. Обыкновенные поршневые насосы в зависимости от их быстроходности и конструкций имеют значение $\frac{S}{D}$ в пределах $0{,}8\div2$. В пожарных ручных насосах $\frac{S}{D}$ в среднем равно 3.

Число двойных ходов n насосов изменяется для различных насосов в широких пределах от 20 до 500 в минуту. Число n определяет быстроходность насоса *. В таблице 6 приведена классификация насосов в зависимости от величины n.

Число двойных ходов поршня определяется условиями работы насоса и особенностями конструкции, главным образом системой клапанов. Тихоходные насосы предпочитают при больших высотах всасывания, длинных всасывающих и напорных трубах, малых объемах воздуш-

* Следует различать быстроходность центробежных и поршневых насосов. В поршневых насосах под быстроходностью принято понимать число двойных ходов поршня или плунжера в минуту.

Таблица 6

Классификация насосов	Число двойных ходов в минуту	
	от	до
Тихоходные		
Приводные	40	80
Ручные	20	60
Пожарные	30	60
Штанговые	10	40
Нормальные		
Приводные	60	150
Прямодействующие, работающие с паузой	50	130
Быстродействующие		
Приводные	120	180
Сверхбыстроходные		
Приводные с коротким ходом поршня	150	350

ных колпаков, густых и вязких жидкостях, а также при клапанах, посадки которых на седло происходят под действием собственного веса клапана (так называемые весовые или грузовые клапаны).

Увеличение числа n приводит к более компактной конструкции насоса, но требует установки клапанов больших размеров (пружинных или специальных), так как при этом через клапан будет пропускаться большой расход. Кроме того, применение быстроходного двигателя для насоса вызывает необходимость повышения числа двойных ходов поршня для облегчения привода от двигателя к насосу. Однако чрезмерное увеличение n вызывает быстрое изнашивание клапанов. Несмотря на это, преимущества высокого числа оборотов настолько велики, что в последнее время стремятся конструировать быстроходные насосы с улучшенной конструкцией клапанов и применением материалов высокого качества.

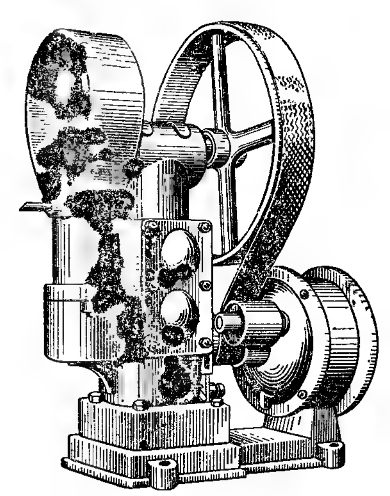


Рис. 107. Внешний вид приводного плунжерного (скальчатого) вертикального насоса (Q=2,5 $м^3/сек$).

На рисунке 107 показан небольшой быстроходный скальчатый насос производительностью 2,5 $м^3/час$, при числе оборотов вала насоса 250 в минуту. Напор насоса 40 $м$, потребляемая мощность 0,5 $л.\ с.$ Диаметры патрубков насоса 30 $мм$. Как видно из рисунка, насос приводится от небольшого электродвигателя (N=0,55 $квт$, n=1400 $об/мин$, v=220/380 $в$) ременной передачей с натяжным роликом. Насос имеет $\frac{S}{D}=0{,}92$, а $c_m=0{,}85$ $м/сек$; он может быть отнесен к сверхбыстроходной группе насосов.

В таблице 7 приведены возможные максимальные значения n в зависимости от конструкции клапанов.

Таблица 7

Клапаны	$n_{макс}$, *об/мин*	
	от	до
Автоматические	—	—
Весовые	60	80
Пружинные, в зависимости от конструкции	100	200
Специальных конструкций	300	500
С вынужденной посадкой в крупных насосах	60	200

§ 5. ПОЛНЫЙ НАПОР НАСОСА. МОЩНОСТЬ НАСОСА. ИНДИКАТОРНАЯ ДИАГРАММА. КОЭФФИЦИЕНТЫ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ

Полный напор насоса определяется при наличии воздушных колпаков (рис. 6) по формуле (4), а при отсутствии их — по той же формуле, только в последнем случае измерительные приборы надо устанавливать, как показано на рисунке 3.

Мощность поршневого насоса определяется по формулам (16) и (17). Особого внимания в поршневых насосах заслуживает индикаторная мощность:

$$N_i = N - N_{мех.пот},$$

где $N_{мех.пот}$ — мощность, затрачиваемая на преодоление механических сопротивлений в насосе, то есть на трение в подшипниках и сальниках.

В отличие от центробежных насосов индикаторную мощность в поршневых насосах сравнительно легко можно получить, если имеется индикаторная диаграмма, снятая с рабочей камеры насоса. Для получения индикаторной диаграммы в практике пользуются индикатором, соединенным с рабочей камерой. Индикатор (рис. 108) представляет собой небольшой цилиндр *1* с тщательно пришлифованным в нем поршнем *2*, нагруженным протарированной пружиной *3*. Цилиндр *1* в нижней части *4* соединен с рабочей камерой. Под действием давления в камере поршень *2*, сжимая (или в некоторых случаях растягивая) пружину *3*, перемещает карандаш *6*, находящийся в конце рычажка механизма, и сообщает ему прямолинейное движение по особому барабану, на который натянута бумага. Перемещения карандаша *6* пропорциональны деформации пружины и показывают на диаграмме в определенном масштабе давления. Шнурок *5*, намотанный на барабан и соединенный через ходоуменьшитель с плунжером или штоком поршня, передает вращательное движение барабану.

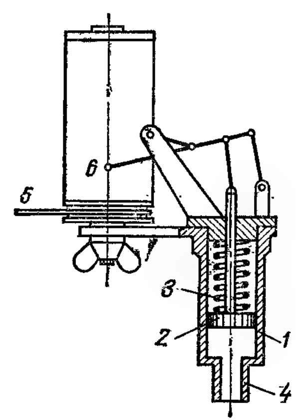


Рис. 108. Индикатор:

1 — цилиндр; *2* — поршень; *3* — пружина (протарированная); *4* — труба соединения с рабочей камерой насоса; *5* — шнурок к ходоуменьшителю; *6* — барабан.

Таким образом, ординаты, начерченные на бумаге, показывают в некотором масштабе давления, а абсциссы — перемещения поршня. Длина диаграммы l изображает в масштабе ход поршня. На индикаторной диаграмме можно получить линию атмосферного давления; для этого цилиндр индикатора надо соединить с атмосферой и от руки вращать барабан. Горизонтальная линия, которую при этом начертит карандаш, и будет представлять собой линию атмос-

ферного давления, причем линии, ранее начерченные на диаграмме, покажут давления — большие или меньшие атмосферного, в зависимости от того, располагаются ли они выше или ниже атмосферной линии. На рисунке 109 показана действительная индикаторная диаграмма насоса, а внизу — схема цилиндра поршневого насоса в искаженном масштабе.

При движении поршня вправо происходит засасывание жидкости в цилиндр. Этот процесс на диаграмме изображается кривой линией *eb*. При движении поршня из мертвого положения влево будет происходить нагнетание. Давление в цилиндре при этом должно мгновенно повыситься до требуемого. Это повышение давления изображается линией *bc*, которая может несколько отклониться от прямой линии *bc'*, так как, например, в цилиндре может быть воздух, а закрытие всасывающего клапана запоздает; эти обстоятельства несколько замедлят повышение давления в цилиндре, в результате чего изменение давления будет охарактеризовано кривой *bc*, а не прямой *b'c'*. Наивысшая точка кривой *cd* соответствует наибольшему давлению, развиваемому поршнем в цилиндре в момент поднятия нагнетательного клапана с седла. Следовательно, разность ординат точек *c* и *c'* будет соответствовать напору, затраченному на преодоление сопротивлений клапана подъему. После некоторых колебаний, связанных с инерционными силами жидкости и колебаниями механизма индикатора, установится какое-то постоянное давление в цилиндре, при котором и будет происходить протекание жидкости из цилиндра в нагнетательный колпак.

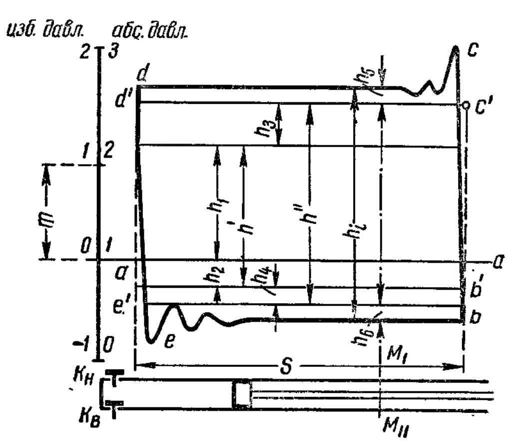


Рис. 109. Индикаторная диаграмма.

В левой мертвой точке падение давления будет происходить не сразу по прямой *de'*, а с некоторым замедлением по кривой *de*. Это объясняется тем, что закрытие нагнетательного клапана запаздывает, а для подъема всасывающего клапана требуется некоторое время. Потеря напора во всасывающем клапане изобразится разностью ординат линией *eb* и *e'b'*. После некоторых колебаний давление в цилиндре насоса установится более или менее постоянным при движении поршня до мертвой точки *b*. После этого цикл повторится.

Если в масштабе диаграммы от атмосферной линии *aa* отложить вверх величину h_1, соответствующую геодезической высоте нагнетания насоса $h_н$, а вниз h_2, соответствующую геодезической высоте всасывания $h_{вс}$, и провести горизонтальные прямые, то расстояние между ними будет соответствовать давлению геодезической высоты подъема $h_г$.

Точно так же, откладывая h_3 и h_4 соответственно давлениям, затрачиваемым на преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводах при нагнетании и всасывании, и проведя горизонтальные линии *d'c'* и *e'b'*, можно получить давление, соответствующее полному напору насоса *H*, в виде вертикальной линии h''. Для определения среднего индикаторного давления h_i надо определить планиметром величину площади *cdeb* и разделить ее на длину диаграммы *l*. Полученное значение h_i дает величину среднего индикаторного давления в масштабе *m* давлений.

Для получения среднего индикаторного давления надо h_i разделить на m:

$$p_i = \frac{h_i}{m} \text{ кг/см}^2; \tag{124}$$

$$H = \frac{p_i}{\gamma}, \tag{125}$$

что определит индикаторный напор насоса. Нетрудно вывести, что $H_i = H + h_{нас}$, где $h_{нас}$ — гидравлические сопротивления внутри насоса, соответствующие какому-либо положению поршня внутри цилиндра, например M_I, M_{II}.

Работа, совершаемая поршнем площадью $F_п$ за его ход S при давлении на поршень p_i в *кг/см²*, выразится формулой:

$$A_i = 10\,000 p_i F_п S \text{ кгм}. \tag{126}$$

Если $F_п$ выразить в квадратных сантиметрах, то мощность, развиваемая насосом:

$$N_i = \frac{F_п p_i S n}{60} \text{ л. с.}, \tag{127}$$

где $F_п$ — в *см²*; p_i — в *кг/см²*; S — в *м*; n — число двойных ходов поршня в минуту.

Гидравлический коэффициент полезного действия насоса определится так [см. формулу (67)]:

$$\eta_г = \frac{H}{H_i}, \tag{128}$$

а механический коэффициент полезного действия будет равен (см. формулу 68):

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N}. \tag{129}$$

Нетрудно показать, что произведение объемного гидравлического и механического коэффициентов полезного действия равно полному (экономическому) коэффициенту полезного действия насоса. В самом деле:

$$\eta_{об}\eta_г\eta_{мех} = \frac{Q}{Q_t}\,\frac{H}{10p_i}\,\frac{p_i F_п S n}{60 \cdot 75 N} = \frac{\gamma Q H}{75 N} = \eta.$$

Таким образом, получена та же зависимость, которая была выведена ранее для центробежных насосов.

Для насосов кратного действия i индикаторная мощность определится следующим соотношением:

$$N_i = \frac{i p_i F_п S n}{60 \cdot 75} \text{ л. с.} \tag{130}$$

При точных подсчетах надо снимать индикаторную диаграмму с каждой стороны поршня (плунжера) для насосов двойного действия и для каждого цилиндра насосов тройного действия. Вычисленные таким образом значения для отдельных элементов насоса N_i надо сложить для получения полной индикаторной мощности насоса.

Испытание поршневых насосов при постоянных двойных ходах поршня состоит в определении $\eta_{об}$, $\eta_г$, $\eta_{мех}$ и $\eta_н$; для этого необходимы замеры расхода, мощности на валу насоса и определение напора по показаниям вакуумметра и манометра такими же методами, как нами было указано выше (см. § 13, гл. II) при испытании центробежных насосов. Дополнительно необходимо снять индикаторную диаграмму внутри цилиндра насоса.

В том случае, когда у насоса нет всасывающего и нагнетательного колпаков, движение жидкости в трубопроводах будет переменное. Скорости жидкости в трубах определяются из условия неразрывности потока. Так, для нагнетательного трубопровода:

$$v_н F_н = cF_п,$$

где $F_н$ — площадь сечения нагнетательной трубы, а
$v_н$ — скорость жидкости в трубе. Аналогично для всасывающей трубы:

$$v_{вс} = \frac{F_п}{F_{вс}} c.$$

Таким образом, скорости в трубах пропорциональны скорости движения поршня c; следовательно, кривые изменения скоростей выражаются синусоидами скоростей поршня, ординаты которых должны быть изменены в отношении $\frac{F_п}{F_н}$ для нагнетательного трубопровода и $\frac{F_п}{F_{вс}}$ для всасывающего.

Как следует из выражений для $v_н$ и $v_{вс}$, скорости переменны, а для насосов одинарного и двойного действия имеют и нулевые значения. Следовательно, поток жидкости в трубах будет периодически останавливаться; для приведения его вновь в действие требуется известная затрата энергии, что, конечно, отразится на работе насоса; кроме того, при остановке жидкости будут возникать гидравлические удары в трубопроводе. Для уменьшения неравномерности движения жидкости в трубопроводах на них устанавливают особые воздушные колпаки, которые предназначены для выравнивания скоростей в трубах и поглощения гидравлических ударов. При наличии воздушных колпаков неравномерное движение жидкости будет наблюдаться на коротких участках трубопроводов; от всасывающего колпака до поршня в цилиндре насоса и от поршня до нагнетательного колпака. Затрачиваемая при этом энергия на ускорение короткой колонны воды между цилиндром и колпаками значительно меньше той энергии, которая была бы затрачена при отсутствии воздушных колпаков на ускорение длинной колонны воды во всей всасывающей или нагнетательной линии.

Условия спокойной работы насоса без всасывающего колпака, при бесконечно большой длине шатуна, находятся из равенства:

$$n = 30 \sqrt{\frac{F_{вс}}{F_п} \frac{H_а - (h_{вс} + h_{вт} + h_{кл} + h_{п.ж})}{l_{вс} r}}, \qquad (131)$$

где r — радиус кривошипа;
l — длина шатуна.

При $\frac{r}{l} = 0{,}2$ надо вместо 30 подставить коэффициент 27.

Из формулы (131) видно, что для увеличения n необходимо уменьшить величину $l_{вс}$. Этого можно достигнуть постановкой воздушного колпака на всасывающей трубе насоса. Тогда $l'_{вс} > l_{вс}$ будет длина пути потока жидкости от входного отверстия трубы, забирающей воду из всасывающей камеры, до плунжера.

Поясним это на примере. Если без всасывающего колпака $l_{вс} = 16$ *м*, а при всасывающем колпаке $l'_{вс} = 1$ *м*, то, обозначая обороты насоса без всасывающего колпака через n, а обороты при наличии воздушного колпака через n_1, из формулы (131) можно написать:

$$\frac{n_1}{n} = \sqrt{\frac{l_{вс}}{l'_{вс}}} = \sqrt{\frac{16}{1}} = 4;$$

следовательно, $n_1 = 4n$.

Отсюда ясно, почему нужно устанавливать воздушные колпаки на длинных всасывающих линиях насосов, не имеющих воздушной камеры, непосредственно под рабочей камерой насоса.

Всасывающий воздушный колпак. На рисунке 6 был показан воздушный колпак, представляющий собой замкнутый резервуар, помещенный под рабочей камерой насоса. Часть воздушной камеры (примерно $^1/_3$ ее объема) наполнена разреженным воздухом; остальное пространство заполнено водой. Насос засасывает воду из воздушной камеры, в которую вода более или менее равномерно поступает из всасывающего трубопровода. Благодаря всасывающей камере приемный колодец как бы приближается к насосу на высоту $h'_{вс}$. Давление в воздушной камере, если принять скорость на поверхности воды в камере за нуль, определяется следующим соотношением:

$$\frac{p_{вс}}{\gamma} = H_{вак} = H_а - h'_{вс} - h_{вт}.$$

Рис. 110. Схемы размещения всасывающего колпака (правильно по схеме I).

Так как во всасывающей камере имеется вакуум, то в ней может собираться воздух из-за неплотности во всасывающей линии насоса; воздух может также выделяться из воды, в которой он находится в растворенном состоянии. При накоплении воздуха во всасывающей камере уровень воды в ней понизится и может достигнуть положения высоты торца всасывающего патрубка. Скопившийся в колпаке воздух частично может быть засосан в цилиндр насоса. В больших насосах воздух удаляется специальными воздушными насосами, а в небольших — автоматически самим насосом.

Желательно иметь во всасывающей воздушной камере насоса большую поверхность воды. В общем форма колпака или камеры безразлична, но условия подвода жидкости в колпак имеют значение. Особенно это относится к колпакам, устанавливаемым на всасывающих линиях, при отсутствии воздушной камеры в самом корпусе насоса или при недостаточном ее объеме. Такой колпак необходимо возможно ближе устанавливать к насосу, как показано на схеме *I* (рис. 20). Схему *II* применять еще можно, но схему *III* применять не рекомендуется. Недостатком схемы *II* может быть значительная величина $l'_{вс}$, поэтому колпак надо устанавливать ближе к насосу. Кроме того, жидкость во всасывающей трубе может иметь неспокойное движение при проходе ее через колпак. Недо-

Таблица 8

Характеристика всасывающей линии	Коэффициент k при высоте всасывания, *м*			
	5	6	7	8
При короткой всасывающей линии с небольшим количеством закруглений	5	8	12	16
При значительном количестве закруглений и сравнительно длинной всасывающей линии .	8	12	16	20

статком схемы *III* является отдельное расположение колпака на всасывающей трубе, вследствие чего жидкость из всасывающей трубы не входит непосредственно в колпак.

В практике объем воздуха во всасывающем воздушном колпаке определяется по формуле:

$$V_{\text{вс.к}} = kF_{\text{п}} S, \qquad (132)$$

где k берется по таблице 8.

Практически допускают колебание давления в колпаке в пределах 1—5%.

Нагнетательный воздушный колпак. Нагнетательный колпак помещается обычно над нагнетательным колпаком насоса (рис. 6). Жидкость в нагнетательный колпак поступает, следуя закону движения поршня. В насосах с кривошипно-шатунным передаточным механизмом график подачи жидкости изображается, как это было показано для всасывания насоса, по синусоиде. Жидкость, поступающая в колпак из рабочей камеры (цилиндра) насоса, периодически изменяет давление в колпаке; практически такое изменение давления допускается в пределах 1—5% избыточного давления $p_{\text{к}}$ в колпаке.

Объемы воздуха в нагнетательных колпаках можно определить:

для насосов одинарного действия $$V_{\text{н.к}} = \frac{0{,}55 F_{\text{п}} S}{\delta} \qquad (133)$$

для насосов двойного действия $$V_{\text{н.к}} = \frac{0{,}21 F_{\text{п}} S}{\delta} \qquad (134)$$

для насосов тройного действия $$V_{\text{н.к}} = \frac{0{,}009 F_{\text{п}} S}{\delta} \qquad (135)$$

для насосов четверного действия $$V_{\text{н.к}} = \frac{0{,}0421 F_{\text{п}} S}{\delta}. \qquad (136)$$

Для предварительных подсчетов могут быть приняты следующие значения величины δ:

Длина нагнетательной линии, *м*	100	500	1000	2000	3000	5000
Значение δ	$\frac{1}{50}$	$\frac{1}{100}$	$\frac{1}{150}$	$\frac{1}{200}$	$\frac{1}{250}$	$\frac{1}{300}$

Если известна величина δ, то можно определить Δh:

$$\Delta h = \frac{V_{\text{н.к}}}{F_{\text{колп}}}. \qquad (137)$$

Если объемы колпаков, установленных на насосах, меньше требуемого объема, определяемого по формулам (133—136), то необходимо установить на нагнетательной линии вблизи насоса дополнительный воздушный котел. Он должен быть такого объема, чтобы в сумме с объемами колпаков насоса давал требуемый объем воздуха $V_{\text{н.к}}$, определенный расчетом.

Пример. Определить необходимый объем воздуха для насосной установки при $l_{\text{н}} = 500$ *м*, если установлен насос двойного действия, $D = 125$ *мм*; $S = 200$ *мм*.

Примем объем воздушного колпака для нашего насоса

$$5F_{\text{п}} S = \frac{\pi 1{,}25^2}{4} 2 = 12{,}5 \text{ л}.$$

Требуемый объем колпака по формуле (134)

$$V_{\text{н.к}} = \frac{0{,}21 F_{\text{п}} S}{\delta} = \frac{0{,}21 \dfrac{3{,}14 \cdot 1{,}25^2}{4}}{\dfrac{1}{100}} = 51 \text{ л}.$$

Следовательно, на нагнетательной линии надо установить котел с объемом воздуха $V_{кот} = 51 - 12,6 = 38,5$ *л*.

Для правильной работы нагнетательного колпака необходимо поддерживать в нем нормальный объем воздуха (приблизительно $^2/_3$ всего объема колпака), периодически добавляя некоторое количество воздуха, так как он, постепенно растворяясь в воде, уносится из колпака в нагнетательную линию. Воздух можно добавлять различными способами.

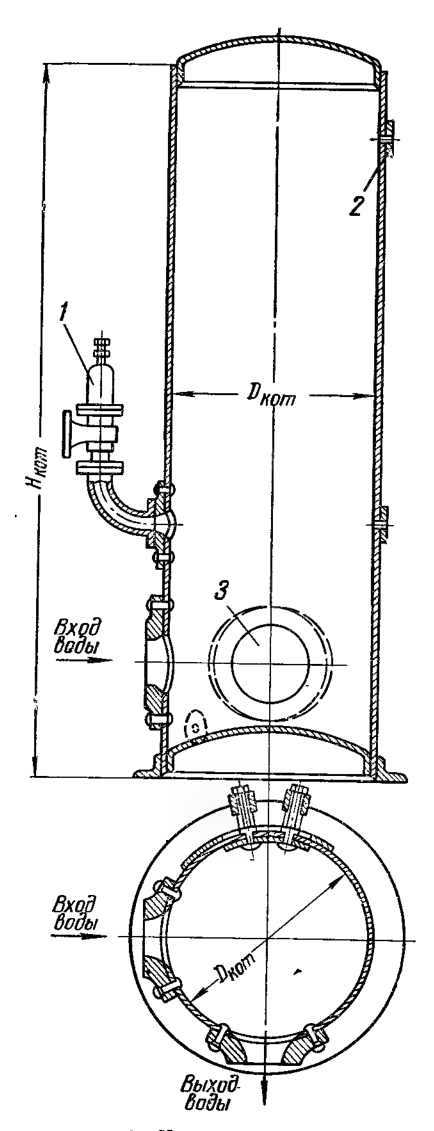


Рис. 111. Конструктивная схема нагнетательного котла:

1 — предохранительный клапан; *2* — для присоединения манометра; *3* — лаз.

1. Через всасывающий колпак или во всасывающую трубу при помощи особого воздушного крана впускают небольшое количество воздуха, который, попадая сначала в цилиндр насоса, переходит затем вместе с водой в нагнетательный колпак, где он остается. Однако при этом способе понижается $\eta_{об}$ и есть опасность срыва всасывания.

2. На рабочей камере насоса устанавливают особый храповик или «соску», представляющую собой небольшой клапан, пропускающий в рабочую камеру при всасывании некоторое количество воздуха, который в период нагнетания попадает в нагнетательный колпак. Прижимной винт над клапаном позволяет, по желанию, устанавливать высоту подъема клапана или запирать его. Следовательно, с помощью винта можно регулировать подачу воздуха.

3. В крупных установках нагнетательные колпаки и котлы пополняют воздухом при помощи особой пневматической установки, состоящей из воздушного резервуара и компрессора. Подобная установка дает возможность автоматизировать подачу воздуха к насосам и для ускорения пуска насоса иметь всегда необходимое количество воздуха с давлением, несколько превышающим давление при установившейся работе насоса.

Для предохранения труб напорной линии от внезапно увеличившегося давления на нагнетательном колпаке ставят предохранительный клапан. Для указания уровня воды в колпаке устанавливают водомерное стекло.

На рисунке 111 приведена схема нагнетательного котла, устанавливаемого на напорной линии около насосной установки.

Диаметр колпака насоса принимают $D_{колп} = 2,5D$, где D — диаметр поршня или плунжера. Диаметр котла на нагнетательной линии $D_{кот} = 1,5D_{колп}$. Высоту котла обычно назначают $H_{кот} = 1,8 \div 3,5 D_{кот}$. Полный объем котла складывается из объемов воздуха и воды, находящихся в котле. Обычно принимают, что объем, занимаемый воздухом, составляет $^2/_3$ полного объема котла.

Напорные котлы должны выдерживать гидравлическое давление, равное напору насоса, плюс 5 *ат*; общее давление в сумме должно быть равно не менее 10 *ат*. В котлах предусмотрены водомерное стекло с краном, спускной кран в низшей точке котла, предохранительный рычажный клапан, манометр и запорный клапан в высшей точке для подвода извне сжатого воздуха.

§ 6. КЛАПАНЫ НАСОСА И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

Клапаны являются ответственными деталями насоса и служат для разобщения и соединения рабочей камеры или цилиндра насоса с всасывающей и нагнетательной трубой или всасывающим и нагнетательным колпаком.

Классификация клапанов. По характеру работы и конструкции различают следующие основные типы клапанов:

1) подъемные, двигающиеся прямолинейно, обычно вверх и вниз, нормально к своей опорной поверхности;

2) откидные, шарнирные и створчатые, вращающиеся около неподвижной оси, параллельной опорной плоскости.

Движение клапана при открытии или закрытии отверстия может происходить: а) под действием веса клапана; такие клапаны называются весовыми или грузовыми; б) под действием нагружающей клапаны особой пружины, натяжение которой увеличивает вес клапана; такие клапаны называются пружинными; в) под действием особого распределительного механизма, опускающего автоматически поднявшийся клапан на место; такие клапаны называются клапанами с принудительной посадкой.

Все перечисленные клапаны действуют автоматически и поэтому называются автоматическими.

Подъемные клапаны бывают с плоской, конусной или шаровой опорной поверхностью; кроме того, с одной или многими щелями (отверстиями). Клапанное устройство может состоять из одного или нескольких клапанов, вследствие чего клапаны подразделяются на одиночные или групповые.

Одиночные клапаны бывают однощелевые и кольцевые, или многощелевые.

Однощелевые клапаны, в свою очередь, могут быть: а) с плоской опорной поверхностью — тарельчатые; б) с конусной опорной поверхностью — конические; в) с шаровой опорной поверхностью — шаровые.

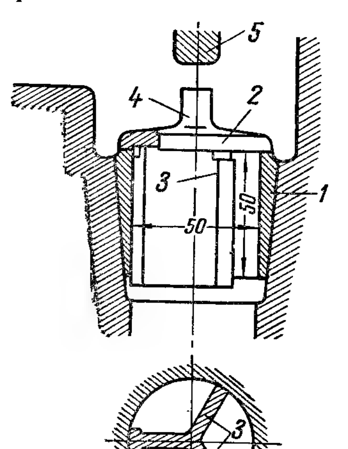
Кольцевые, или многощелевые, клапаны, с плоской или конической опорной поверхностью могут иметь одно или несколько концентрических колец, соединенных друг с другом посредством особых ребер.

Групповые клапаны представляют собой расположенные в одной плоскости одиночные клапаны (несколько тарельчатых, конусных, кольцевых клапанов) или концентрические кольца, действующие независимо друг от друга в одной плоскости.

В некоторых конструкциях одинаковые клапаны расположены в разных плоскостях — поэтажно. В этом случае мы имеем групповой этажный клапан, или клапан особой конструкции.

Конструкции клапанов. На рисунке 112, *а* показан весовой одиночный тарельчатый клапан с плоской опорной поверхностью и нижними направляющими ребрами, а на рисунке 112, *б* дано схематическое изображение его. Тарелка *2* имеет металлическую гладкую нижнюю поверхность, которая должна тщательно соприкасаться с седлом *1* клапана. Седло представляет собой коническую втулку, наружная поверхность

которой имеет уклон 1 : 15 к оси; втулка плотно посажена на резьбе или запрессовывается в корпус насоса. Нижние направляющие ребра *3* клапана, отлитые вместе с тарелкой, имеют различное сечение. Наивыгоднейшая форма сечения ребер Т-образная, так как при такой форме ребра оказывают меньшее сопротивление протеканию струи жидкости и меньше изнашивается рабочая поверхность ребер. В клапанной коробке *6* устанавливается особый прилив, представляющий собой ограничитель *5* хода клапана. Клапан, в свою очередь, имеет особый стержень *4*, отлитый заодно с тарелкой *2*.



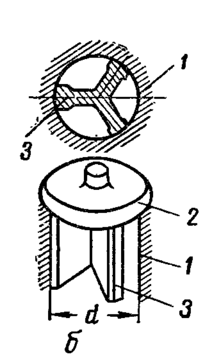


Рис. 112. Весовой одиночный тарельчатый клапан (*а*) и его схема (*б*).

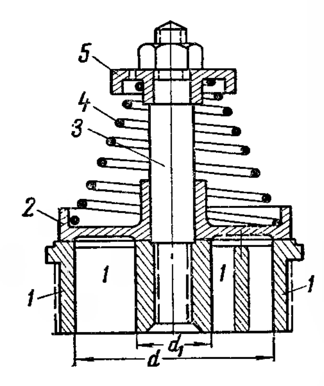


Рис. 113. Пружинный одиночный тарельчатый клапан.

Ограничители хода различных конструкций применяются почти во всех клапанах. Ограничитель хода не должен давать клапану выпадать из седла; в то же время при нормальной работе насоса клапан не должен ударяться об ограничитель хода. Клапан и его седло, изображенные на чертеже 112, выполнены из бронзы.

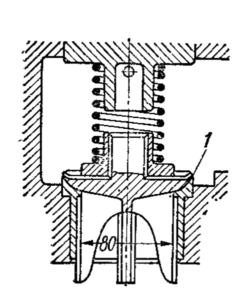


Рис. 114. Конический клапан.

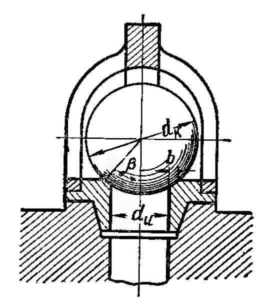


Рис. 115. Одиночный шаровой клапан.

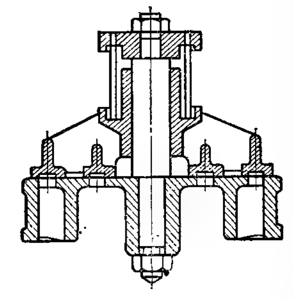


Рис. 116. Двухкольцевой клапан.

О д и н о ч н ы й п р у ж и н н ы й т а р е л ь ч а т ы й к л а п а н представлен на рисунке 113. Клапан имеет направляющий стержень *3*, ввинченный в центральную втулку седла *1*. Клапан имеет две притертые поверхности седла и тарелки *2*, упорную шайбу *5* и пружину *4*. Жидкость протекает через наружную щель. В тарелке клапана иногда прикрепляют кожаный или резиновый кружок, который служит уплотняющей прокладкой.

К о н и ч е с к и й к л а п а н показан на рисунке 114. Клапан имеет нижние направляющие ребра и кожаное уплотнение *1*. Давление жидко-

сти на тарелку клапана воспринимается его конической поверхностью, которая является одновременно и опорной. Кожа прикреплена к тарелке клапана плитой и болтами. Так как опорная поверхность отделена от уплотняющей, то можно пользоваться кожаным уплотнением и при высоких давлениях. Подобная конструкция с успехом применяется в тех случаях, когда из-за загрязнения жидкости песком или иными веществами чисто металлическое уплотнение применять нельзя. Седло клапана плотно пригнано к корпусу насоса. Ослабление седла вследствие давления жидкости снизу при открытии клапана исключается, так как площадь, на которую жидкость давит сверху, больше, чем снизу.

Конические клапаны оказывают меньшее сопротивление протеканию через них жидкости, чем плоские, однако имеют меньший подъем, чем тарельчатые, и стучат во время работы насоса. Поэтому они более пригодны в качестве запорных и приемных, а не в качестве насосных клапанов, работающих с непрерывным переменным движением.

Одиночные шаровые клапаны (рис. 115) представляют собой различной конструкции шары: сплошные бронзовые или стальные, резиновые со свинцовой или железной сердцевиной, а также чугунные и бронзовые полые. К недостаткам этих клапанов относится их неполная герметичность. Их применяют для мелких насосов при перекачке густых и вязких жидкостей.

Клапан имеет развилину, которая посредством особого винта прижимается к седлу клапана и таким образом придерживает его; она также является направляющей и ограничителем хода клапана. Во избежание защемления шара угол β не должен быть больше 45° (рис. 115).

Кольцевые клапаны. В этом клапане тарелка состоит не из одного круглого диска, а еще из кольца, поэтому радиальное сечение проходного отверстия, при одной и той же высоте подъема и одинаковом диаметре клапана, будет значительно больше, чем у тарельчатого. У кольцевых клапанов устраивают направляющие, которые в большинстве случаев являются в то же время и направляющими для пружины клапана.

На рисунке 116 представлен двухкольцевой клапан, в котором кольца и направляющая втулка соединены в одно целое ребрами; роль общей пружины играет особая резиновая трубка. В других конструкциях кольца не связаны между собой ребрами, а имеют самостоятельные направляющие и отдельные для каждого кольца пружины.

Откидные, или поршневые, клапаны. Ось вращения таких клапанов в большинстве случаев горизонтальна, седло же может иметь горизонтальную или наклонную поверхность.

Различают следующие разновидности откидных клапанов:

1) осью вращения служит металлический шарнир;

2) изготовленный из эластичных материалов (кожи или резины), он имеет около закругления прямую или изогнутую упругую поверхность, вокруг которой он и вращается.

Для закрытия клапана используются упругие свойства материала, из которого он изготовлен.

У откидных клапанов устанавливают особые нагрузочные пружины, а высоту подъема клапана регулируют установкой специального ограничителя. На рисунке 117 представлен откидной клапан, в котором вместо шарнира использована резина или кожа; клапан имеет ограничитель. Откидные клапаны работают не так четко, как тарельчатые, так как имеют большую высоту подъема; кроме того, в них приток жидкости односторонний, поэтому их применяют для насосов с небольшими скоростями движения поршня.

Обычно всасывающие и нагнетательные клапаны имеют одинаковую величину. В некоторых конструкциях всасывающий клапан делают больше нагнетательного, чтобы облегчить всасывание насосом, но это

не всегда удобно, так как при монтаже всасывающие клапаны приходится вынимать из насоса через отверстия нагнетательных. В этом случае седло всасывающего клапана должно иметь меньшие размеры, чем отверстие для седла верхнего нагнетательного клапана.

Любой клапан должен удовлетворять следующим требованиям: 1) иметь направляющие, благодаря которым он точно садится на место; 2) быть легко доступным для осмотра и легко заменяться новым; 3) пружина клапана должна допускать регулировку; 4) правильно поставленный клапан не должен стучать*. Неисправность клапанов отражается на работе насоса и может вызвать его установку.

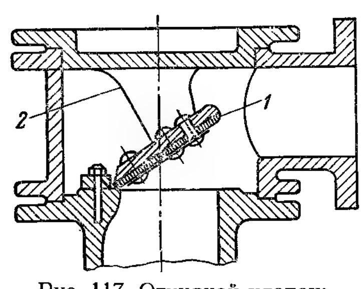


Рис. 117. Откидной клапан:
1 — резина; *2* — ограничитель.

Неисправности клапанов. Рассмотрим наиболее частые случаи неисправной работы клапанов.

При пуске в ход насос не работает. Причинами этого могут быть: 1) неплотность в приемном клапане; 2) заедание клапанов; 3) слишком малая нагрузка клапанов. При неплотности приемного клапана надо его проверить, очистить от грязи; если необходимо, прошлифовать конус клапана или сменить прокладки. При заедании клапанов следует проверить, легко ли они поднимаются и опускаются: у новых насосов или после постановки нового клапана надо проверить, не слишком ли туго ходят клапаны в направляющих; если туго, нужно вынуть клапан, тщательно прошлифовать его и поставить на место. В случае слишком малой нагрузки клапана (при исправном состоянии всего насоса) необходимо сделать поверочный расчет клапана, определить, не слишком ли мала нагрузка на него, в результате чего происходит запаздывание закрытия и ход плунжера в некоторой части является холостым.

Насос останавливается во время работы. Причинами этого могут быть: 1) слабо поставленное седло клапана или защемление верхней части его; 2) неплотность в клапанах. Неисправности устраняются осмотром клапана и устранением дефектов: неплотность в клапанах обычно наблюдается от порока в литье (пористые места). Если пришлифовка опорных поверхностей не помогает или невозможна, нужно заменить детали или весь клапан. Иногда неисправность вызывают посторонние тела между опорными поверхностями клапанов.

Недостаточная подача воды. Причинами этого могут быть: 1) неплотности во всасывающем и нагнетательном клапанах; 2) поломка клапана или нижней его части; 3) наличие посторонних тел между опорными поверхностями клапанов; 4) запаздывание закрытия клапана. Последнее происходит в результате того, что верхняя часть клапана защемляется в направляющих (клапан вовремя не закрывается, и вода протекает назад) или мала нагрузка на пружину клапана.

Стук в клапанах (быстрое опускание клапана на седло). Причинами могут быть: 1) большой подъем клапана при недостаточной его нагрузке; 2) повышение числа ходов поршня и малая нагрузка на клапан, в результате чего клапан ударяется об упор, а затем садится на седло. Для устранения первой неисправности необходимо выполнить поверочный расчет клапана, соблюдая условие, чтобы действительный ход

---

* Профессор И. И. Куколевский дает зависимость между максимальной высотой поднятия клапана $h_{макс}$ в миллиметрах и числом оборотов насоса в виде: $n\,h_{макс} = 500 \div 600$, как условие отсутствия недопустимого стука клапанов.

клапана был меньше, чем ограниченный упором, и чтобы клапан об упор никогда не ударялся.

При второй неисправности следует увеличить нагрузку на клапан.

§ 7. ДЕТАЛИ НАСОСОВ

Поршни изготовляют из чугуна, бронзы или из материала, обладающего химической устойчивостью против действия перекачиваемой жидкости. В обычных насосах поршни по своей форме приближаются к диску, который имеет возвратно-поступательное движение внутри цилиндра насоса. Внутреннюю поверхность цилиндра тщательно обрабатывают. Поршень имеет уплотнительные кольца, которые предотвращают просачивание жидкости между стенками цилиндра и поршнем. Форму и материал колец выбирают в зависимости от рода и температуры перекачиваемой жидкости, а также от величины напора, создаваемого насосом. В некоторых насосах, например в пожарных, уплотнительных колец не делают, а поршень тщательно пришлифовывают к цилиндру.

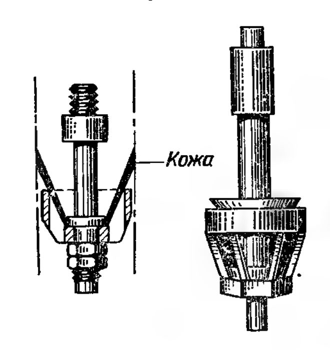


Рис. 118. Поршень Летестю.

Уплотнение бывает в виде металлических колец или кожаных манжет. Иногда уплотнение выполнено из дерева, эбонита и других материалов. Металлическое уплотнение пригодно для чистой (например, без примеси песка) холодной или горячей жидкости. По сравнению с весьма распространенным кожаным, оно обладает меньшим трением. Материалом для колец может служить мягкий чугун, бронза.

Кожаные манжеты прижимаются к стенке цилиндра давлением жидкости. Чтобы уплотнение работало надежно, между телом поршня и манжетой оставляют небольшой зазор, в который проникает жидкость, создающая уплотнение своим давлением.

Для установки металлических колец их передвигают по наружной поверхности поршня и укладывают в канавки. Поршень может быть сделан составным, что облегчает установку колец.

Если в воде много песка, применяют поршень Летестю, разрез и общий вид которого представлены на рисунке 118. Поршень состоит из воронкообразной чугунной отливки с прорезями и имеет вкладыш с просверленными отверстиями. Вкладыш поддерживает воронкообразный кожаный стакан, имеющий вырезы и выполняющий роль клапана. При подъеме поршня клапан под давлением находящейся под ним воды прижимается к поршню и стенкам трубы, закрывая проходные отверстия. При опускании поршня кожаный клапан под действием воды сжимается, поэтому вода проходит через прорезь поршня и через кольцевой зазор между поршнем и трубой. Функции уплотнения поршня и клапана объединены конструктивно в одной детали.

Поршни такой конструкции у глубоких насосов применяют довольно часто для пробных откачек воды из скважин, так как они позволяют обходиться одной обсадной трубой без напорных труб. Недостатки конструкции: а) небольшой объемный к. п. д.; б) быстрое изнашивание краев у кожаных клапанов; в) поршень должен быть заглублен под динамический уровень не меньше чем на $1 \div 1{,}5$ *м*.

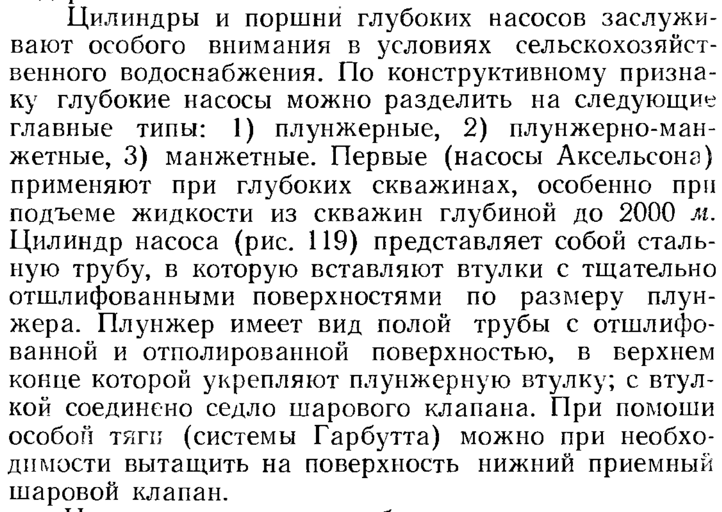
Скалка (плунжер) представляет собой цилиндрическое тело, соответствующее длине хода. В проходном отверстии корпуса насоса для скалки устраивают уплотнение (сальник). Скалки изготовляют из чугуна (при диаметре больше 100 *мм* их делают полыми), а при высоких дав-

лениях — из стали или бронзы. Для жидкости, содержащей кислоты, скалки отливают из красной меди или покрывают бронзовыми покрышками. Плунжеры изготовляют в некоторых случаях из бесшовных стальных или медных труб, например в глубоких насосах высокого давления.

Скалка, проходящая через сальник, должна быть тщательно обработана. Она может быть отлита заодно с крейцкопфом или скреплена с ним посредством болта или клина.

Сальник имеет пеньковую или хлопчатобумажную набивку. Для холодной жидкости, не содержащей кислот, устраивают сальники с кожаной набивкой. Как и в центробежных насосах, устраивают гидравлические уплотнения. Для уменьшения сопротивления движению конец плунжера делают закругленным, а в быстроходных насосах — даже конусным.

Цилиндры и рабочие камеры насосов обычно изготовляют из чугуна; иногда цилиндры делают из железных или медных труб (пожарные и глубокие насосы). Для предохранения стенок цилиндра от ржавления в некоторых случаях в него вставляют бронзовые или медные втулки.



Внутреннее очертание рабочей камеры должно быть таким, чтобы попадающий в нее воздух не мог задерживаться.

Цилиндры и поршни глубоких насосов заслуживают особого внимания в условиях сельскохозяйственного водоснабжения. По конструктивному признаку глубокие насосы можно разделить на следующие главные типы: 1) плунжерные, 2) плунжерно-манжетные, 3) манжетные. Первые (насосы Аксельсона) применяют при глубоких скважинах, особенно при подъеме жидкости из скважин глубиной до 2000 *м*. Цилиндр насоса (рис. 119) представляет собой стальную трубу, в которую вставляют втулки с тщательно отшлифованными поверхностями по размеру плунжера. Плунжер имеет вид полой трубы с отшлифованной и отполированной поверхностью, в верхнем конце которой укрепляют плунжерную втулку; с втулкой соединено седло шарового клапана. При помощи особой тяги (системы Гарбутта) можно при необходимости вытащить на поверхность нижний приемный шаровой клапан.

Насос подвешен на трубах, которые служат нагнетательным трубопроводом. Плунжер приводится в движение штангами, причем верхняя штанга прикреплена к балансиру качалки. Насосы успешно применяют для откачки вод, загрязненных песком, известью, сланцами.

Поршни манжетного типа с тарельчатыми клапанами применяют лишь для неглубоких скважин (до 30 *м*) в том случае, если в жидкости нет песка; при наличии песка рекомендуется применять шаровые клапаны. Число манжет определяют, исходя из того, чтобы на каждые 15—20 *м* напора приходилась одна

Рис. 119. Цилиндр глубокого плунжерного насоса (насос Аксельсона):

1 — нижний воротник; *2* — корпус приемного клапана; *3* — клапан; *4* — клетка нижнего клапана; *5* — тяга Гарбутта; *6* — нижняя гайка плунжера; *7* — плунжер; *8* — втулка; *9* — цилиндр; *10* — верхняя плунжерная втулка; *11* — верхний (выкидной) клапан; *12* — клетка выкидного клапана; *13* — верхний воротник.

манжета. Однако больше четырех манжет ставить не рекомендуется, так как в этом случае сильно увеличивается трение при работе, что снижает к. п. д. насоса.

При больших напорах применяют цилиндры из цветных металлов (медные, латунные, бронзовые). В последнее время освоены быстроходные шланговые насосы, имеющие 150 *об/мин.*

§ 8. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПОРШНЕВЫХ НАСОСОВ

Порядок пуска в ход и остановки поршневых насосов в основном сводится к следующему.

Перед пуском в ход насос тщательно осматривают, очищая смазочные приборы и заливая их маслом. При пустых насосных камерах и при работе со значительной высотой всасывания насос перед пуском заполняют жидкостью. Во время наполнения насоса жидкостью проверяют, нет ли утечки ее через крышки или фланцы. Перед пуском открывают задвижку на напорной и всасывающей трубах. Непосредственно перед моментом пуска открывают краны смазочных приборов.

Надо помнить, что пуск в ход поршневых насосов при закрытой напорной задвижке недопустим, так как это может вызвать поломку насоса.

Когда все указанные выше предварительные операции выполнены, пускают в ход двигатель, если возможно, при пониженном числе оборотов; затем постепенно число оборотов доводят до нормального.

Причину неправильной работы клапанов, рабочей камеры или цилиндра, всасывающей линии можно обнаружить, анализируя снятые с цилиндра индикаторные диаграммы насоса.

В таблице 9 перечислены наиболее характерные неправильности в работе поршневых насосов.

§ 9. РОТОРНЫЕ НАСОСЫ

У роторных насосов в отличие от рассмотренных ранее объемных насосов (поршневых и скальчатых) всасывание и нагнетание производятся вращением около неподвижной оси рабочих частей (вытеснителей, расположенных в корпусе насоса). Рабочие части (вытеснители) действуют подобно поршням насосов. В отличие от них они имеют не возвратно-поступательное движение, а непрерывное вращательное вокруг оси. Вытеснители, вступая один за другим в рабочую область своего пути, отсекают соответствующий объем перемещаемой ими жидкости, благодаря чему нет необходимости в клапанах, как у поршневых или скальчатых насосов.

Рабочий орган роторных насосов состоит из трех частей — статора, ротора и замыкателя. Ротор — вращающаяся часть рабочей части; статор — неподвижный орган, обладающий приемной и напорной камерами; замыкатель — рабочий орган, который отсекает при прямоточном движении жидкости, перемещаемой в напорную камеру, некоторый объем жидкости.

Приведем пример роторного насоса, у которого ротор и замыкатель совершают относительно статора вращательное движение. Такие насосы относят к группе коловратных. Шестеренный насос изображен на рисунке 120. Он имеет две шестерни *1* и *2*, вращающиеся по направлению стрелок в кожухе (статоре), который схватывает зубчатки с небольшим зазором. Нижнее колесо *2* является ведущим, это ротор; на валу его *3* вне кожуха насажен приводной шкив *4* или рукоятка (в ручных насосах). Колесо *1* (ведомое) получает вращение от колеса *2* и является

Таблица 9

Индикаторная диаграмма	Причины неправильной работы	Меры устранения неправильной работы насоса
	В рабочей камере насоса имеется воздушный мешок, причем воздух не может выйти из камеры	Устранить воздушный мешок, если это возможно
l, l_1	Насос вместе с водой засасывает воздух, $\eta_{об}$ уменьшается пропорционально отношению $\frac{l_1}{l}$	Устранить неплотности во всасывающей линии или заглубить всасывающую трубу под уровень в приемном колодце при недостаточном ее заглублении
	Насос работает без всасывающего или нагнетательного колпака или с удаленными от насоса колпаками	Поставить колпаки, а при наличии колпаков приблизить их к насосу
	Давление возрастает при всасывании насоса. Причина неисправности: большое ускорение всасываемого столба или длинный узкий трубопровод при небольшой величине	Увеличить диаметр всасывающей линии, если это возможно; поставить воздушный всасывающий колпак, если его нет
$в$	Поздняя посадка всасывающего клапана, который на части хода поршня (a) пропускает обратно из цилиндра воду во всасывающую трубу и не допускает поэтому быстрого повышения давления	Усилить нагрузку клапана
a	Запаздывание посадки нагнетательного клапана, вследствие чего уменьшается ход поршня на величину b	Усилить нагрузку клапана
a	Засорение или поломка нагнетательного клапана. Через клапан в обратном направлении протекает вода. Количество ее тем больше, чем больше величина a на диаграмме	Осмотреть и исправить клапан

отсекателем. Жидкость захватывается впадинами зубчатых колес из всасывающего пространства *5* и при вращении колес подается в нагнетательную часть кожуха *6* до места зацепления колес, где зубья одного колеса вытесняют жидкость из впадин другого. Из пространства *6* жидкость нагнетается в напорную трубу.

Шестеренные насосы — наиболее распространенный вид роторных насосов. Преимущество их состоит в простоте изготовления, а к недостаткам относятся неуравновешенность внутренних усилий, пульсация

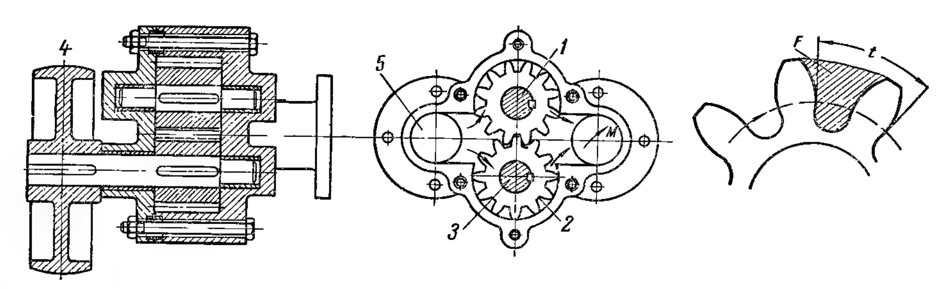


Рис. 120. Шестеренный насос.

подачи, шум, вибрация, ограниченное давление нагнетания. Промышленность выпускает шестеренные насосы с подачей от 0,3 до 200 $м^3/час$, давлением нагнетания до 20 $кг/см^2$ при общем к. п. д. насоса 55—65%. Марки насосов РЗ-60 (Р — ротационный, З — зубчатый, 60 — подача в литрах за 100 оборотов вала). РЗ-60 — агрегат, состоящий из шестеренного насоса РЗ и электродвигателя, смонтированного на общей плите. Этот насос применяется для перекачки масел, нефти, мазута с вязкостью до 250° Е (Энглера). Он имеет вдвое меньшую подачу, чем РЗ-60, при тех же условиях работы.

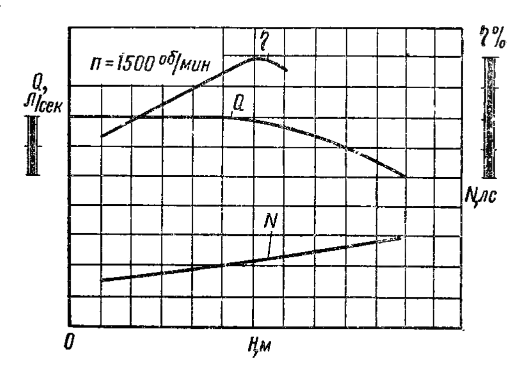


Рис. 121. Общий вид характеристики шестеренного насоса.

Для предупреждения возможных повреждений насоса в случае резкого увеличения давления нагнетания (например, при закупорке трубопровода) роторные насосы снабжают предохранительными клапанами, которые обеспечивают перепуск жидкости из напорной камеры во всасывающую. Малые насосы типа РЗ выпускаются различных размеров с подачами 3, 4, 5 и 7 *л* за 100 оборотов вала и давлением нагнетания от 3 до 14,5 $кг/см^2$. Последние два насоса на подачу 4, 5 и 7 *л* развивают давление 3,3 $кг/см^2$. Допустимая вакуумметрическая высота всасывания для первого насоса 5 *м*, а для остальных 3 *м*. Характеристика насоса в общем виде изображена на рисунке 121. В настоящее время применяют шестеренные насосы с эвольвентным профилем и внешним зацеплением. Их используют в масляном хозяйстве гидростанций и насосных станций, в станках, в строительных и дорожных машинах и т. д.

Для расчета производительности насосов применяется ряд формул, однако большинство из них неточно, так как они не учитывают разности размеров зацепляемых зубьев, объемов впадин и углов зацепления эвольвентного профиля.

Профессор Т. М. Башта [3] рекомендует для ориентировочных подсчетов производительности шестеренных насосов пользоваться прибли-

женной формулой, в основу которой положено допущение, что насос за каждый оборот подает количество жидкости, равное сумме объемов впадин между зубьями (то есть сумме объемов впадин без объемов радиальных зазоров), а объем впадины равен объему зуба. Тогда

$$Q_t = 2\pi D_{\text{н.о}}\, mbn. \tag{138}$$

Примем, что число зубьев $z=7 \div 12$ и что объемы зубьев несколько меньше объемов впадин. Тогда, увеличивая π до 3,5, найдем: $Q_t = 7D_{\text{н.о}}mbn$, а действительная подача

$$Q = \eta_{\text{об}} Q_t, \tag{139}$$

где $D_{\text{н.о}}$ — диаметр начальной окружности ведущей шестерни, *см*;
m — модуль зацепления, *см*;
b — ширина колеса, *см*;
n — скорость вращения ведущей шестерни, *об/мин*;
$\eta_{\text{об}}$ — объемный к. п. д. насоса, который для практических расчетов принимают от 0,8 до 0,9;
z — число зубьев, которое рекомендуется принимать одинаковым для ведущей и ведомой шестерни.

Для насоса с $z=8 \div 12$ предлагается более точная формула:

$$Q = 2\pi D_{\text{н.о}}\, mb \frac{1 + 0{,}01389 m \cos\gamma}{z}, \tag{140}$$

где γ — угол зацепления; остальные значения те же, что и в формуле (139).

Формула (140) справедлива лишь для тех насосов, в которых на стороне нагнетания имеются разгрузочные выемки. Основываясь на теории зацепления зубчатых колес, можно более точно определить Q. Для

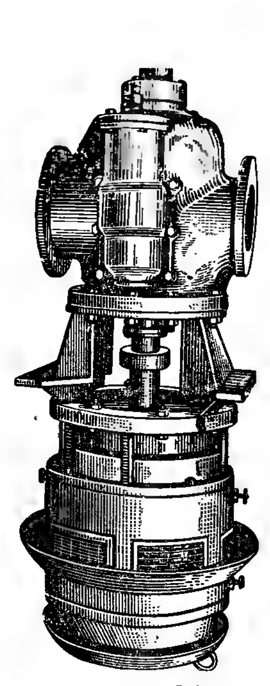


Рис. 122. Общий вид винтового вертикального насоса марки ЭМН с электродвигателем.

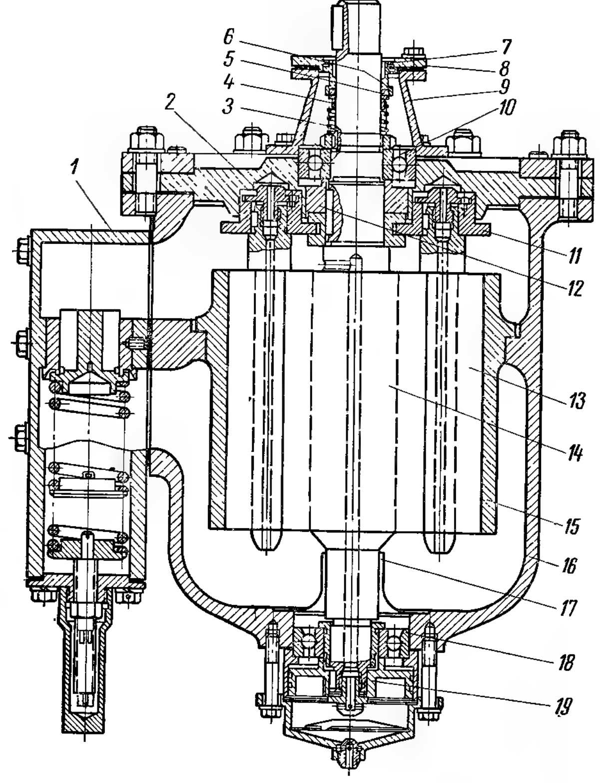


Рис. 123. Разрез винтового вертикального насоса.

повышения равномерности подачи и плавности хода насоса применяют иногда зубчатые колеса с шевронными зубьями.

Следует помнить, что пускать в ход насос с закрытой задвижкой на напорной трубе нельзя.

К роторным относят винтовые насосы. Ротор и замыкатель такого насоса представляют собой винты, которые при определенных условиях могут герметически отделить приемную часть насоса от напорной и заставить жидкость двигаться от приемной части к напорной и образовать таким образом коловратный насос. Винтовые насосы обладают строго равномерной подачей, работают без шума и без перемешивания жидкости внутри насоса. Они отличаются малым весом,

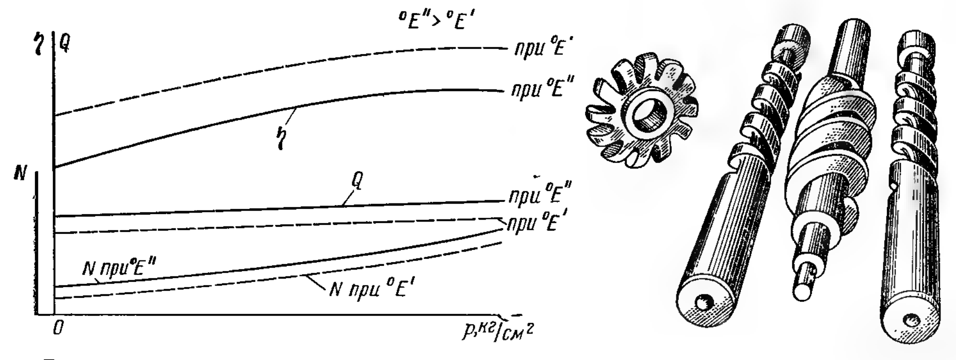


Рис. 124. Характеристика насоса ЭМН-3-1.

Рис. 125. Винты масляного насоса.

высоким к. п. д. и вследствие равномерной подачи полным отсутствием шума. Их можно применять в широком диапазоне подачи — от 2 до 500 $м^3/час$ при давлении нагнетания до 175 $кг/см^2$, при к. п. д. 60—85%.

На рисунке 122 показан общий вид вертикального винтового насоса: слева — напорный патрубок, справа — входной; на корпусе насоса укреплен электродвигатель. Виден фонарь насоса, внутри которого находится соединительная муфта, в цилиндре находится предохранительно-перепускной клапан. Насос (рис. 123) представляет схему трех стальных винтов, из которых средний *14* ведущий, а два других *13* ведомые. Винты заключены в бронзовую обойму *15* с тремя сквозными смежными параллельными расточками. Нарезка винтов двухзаходная, левая на ведущем винте, правая на ведомых винтах.

Верхней опорой ведущего винта служит радиальный шарикоподшипник *10*, осевые усилия воспринимаются особыми разгрузочными поршнями *12* и *19*. Внизу помещается радиально-упорный подшипник *18*. Ведомые винты удерживаются от осевых смещений дисками *11*. Концы ведомых винтов, сидящих в расточках верхней крышки *2*, являются разгрузочными поршнями. Корпус *16* насоса стальной литой; входной и напорный патрубки отлиты заодно с корпусом. Внутри корпуса имеется бурт для крепления обоймы *16*.

Вращающийся конец ведущего вала во всасывающей камере закрыт кожухом *17*, предохраняющим жидкость от завихрения. Предохранительно-перепускной клапан *1* предназначен, как и у шестеренного насоса, для сброса избыточного давления из напорной полости во всасывающую. Сальник насоса механический с торцовым уплотнением; он состоит из корпуса *9*, стальной пружины *3*, стального упорного кольца *4*, резинового уплотнительного кольца *5*, бронзового подпятника *6*, фланца *8*, в гнезде которого находится пята *7* с резиновым амортизатором. Вал вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода сверху.

Рассмотренный насос имеет марку ЭМН-3, что означает: Э — электрический, М — масляный, Н — насос, 3 — условное обозначение модели (3 — электродвигатель постоянного тока, а 3/1 и 11/1 — переменного тока, например ЭМН-3/1 и ЭМН-11/1).

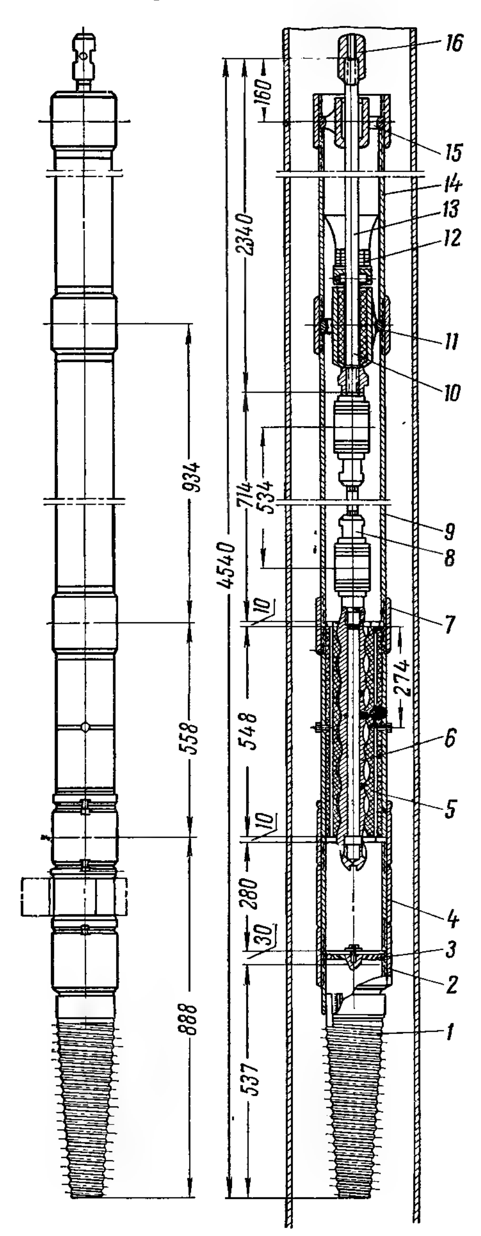


Рис. 126. Винтовой насос ВАН-7:

1 — фильтр; *2* — корпус обратного клапана; *3* — обратный клапан; *4* — промежуточная труба; *5* — обойма винта; *6* — ротор насоса; *7* и *11* — муфта; *8* — карданное соединение; *9* — труба; *10* — нижний подшипник; *12* — пескоуловитель; *13* — нижняя секция вала; *14* — напорная труба; *15* — подшипник; *16* — муфта вала.

Насос обозначается НВВ-55 (Н — насос, В — винтовой, В — вертикальный, 55 — подача насоса в литрах за 100 оборотов вала). Так, насосный агрегат ЭМН-3/1 имеет подачу 50 *м³/час*, давление нагнетания 4 *кг/см²*, $n = 1455$ *об/мин*, $H = 6$ *м* вод. ст., вязкость масла 3,5÷25° Е, $N_{дв} = 13$ *квт*.

На рисунке 124 приведен общий вид характеристики насоса ЭМН-3/1.

Винтовые насосы выпускаются и в горизонтальном исполнении.

На рисунке 125 показаны формы винтов масляного насоса. Подача трехвинтового насоса может быть определена по следующей упрощенной формуле [21]:

$$Q = \frac{3\pi tn}{16}(D^2 - d^2)\ см^3/мин, \qquad (141)$$

где t — шаг винта, *см*;
D — диаметр окружности головок среднего винта, *см*;
d — диаметр окружности впадин среднего винта (равен диаметру внешней окружности боковых винтов), *см*;
n — скорость вращения насоса, *об/мин*.

Винтовой насос ВАН-7, близкий к роторным, это г е р о т о р н ы й н а с о с, имеющий лишь одну вращающуюся деталь. Его применяют при откачке воды из скважин небольшого диаметра для водоснабжения и других целей. Производительность насоса 15,2; 15,7 и 16,2 *м³/час* при напорах соответственно 100, 90 и 80 *м*; $\eta_{макс} = 47\%$, $N_{дв} = 13$ *квт*, $n = 1460$ *об/мин*. Наименьший диаметр обсадных труб 7″, а наибольший диаметр части насоса, помещенной в скважине, 152 *мм*.

Этот насос состоит из следующих основных узлов: рабочей части, промежуточной части станины и приводной головки. Следовательно, по внешнему виду он похож на насос А. Основные детали рабочей части:

металлический винт — ротор, ось которого движется по окружности, и статор в виде резиновой обоймы, закрепленной в стальном патрубке (рис. 126). Ниже расположена труба, являющаяся всасывающей камерой, к нижнему концу которой присоединен корпус с обратным клапаном, клапан препятствует вытеканию воды из всасывающей трубы при остановке насоса; остальные детали можно видеть из чертежа. Ротор *6* выполнен в виде однозаходного винта круглого сечения из нержавеющей стали. Статор *5* — обойма винта, представляет собой резиновую толстостенную трубу, внутренняя полость которой выполнена в виде двухзаходной винтовой поверхности с шагом, в два раза большим, чем у ротора. Ротор совершает сложное движение, для чего он крепится к приводному валу с помощью карданного соединения. При вращении винта между ротором и внутренней поверхностью статора образуются полости, в которых засасываемая жидкость герметически замыкается и при дальнейшем вращении перемещается вдоль оси винта к полости нагнетания.

Роторные насосы, имеющие замыкатели в виде поршеньков, относятся к группе поршеньковых насосов. Если замыкатели сделаны в виде пластин, называемых шиберами, такие насосы относятся к группе шиберных роторных насосов. Их применяют в машиностроении для гидроприводов.

§ 10. КРЫЛЬЧАТЫЕ НАСОСЫ С РУЧНЫМ ПРИВОДОМ

Действие крыльчатого насоса аналогично действию поршневого. Оно заключается в том, что при колебательном движении крыла в неподвижном цилиндрическом корпусе, к стенкам которого плотно прилегает крыло, возникает всасывание вследствие увеличения прилегающего к всасывающей трубе пространства в корпусе. Одновременно возникает нагнетательное действие вследствие вытеснения засосанной жидкости из корпуса. У крыльчатых насосов приходится ставить клапаны (откидные или подъемные).

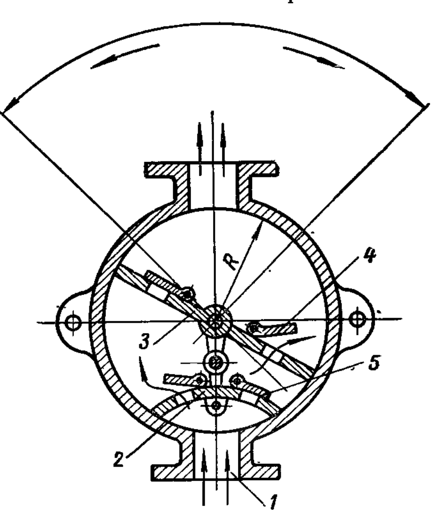


Рис. 127. Крыльчатый ручной насос (насос Альвейлера):

1 — патрубок; *2* — неподвижная диафрагма с двумя всасывающими клапанами; *3* — крыло; *4* — нагнетательный клапан; *5* — всасывающий клапан.

Крыльчатые насосы бывают двойного или четверного действия. Весьма распространен ручной насос Альвейлера двойного действия для перекачивания чистых жидкостей (рис. 127). При повороте рукоятки слева направо, в левой половине корпуса происходит всасывание через патрубок *1*, а в правой — нагнетание жидкости через клапан *4*. Движение воды показано стрелками. При диаметре патрубка 1,5″ расход насоса $Q = 90$ *л/мин*. Насосы могут всасывать жидкость на высоту до 7 *м* и создавать напор 30 ÷ 40 *м*.

Секундный расход насоса определяется по формуле:

$$Q = \eta_{об}\, 2\pi (R^2 - r^2)\, b\, \frac{\alpha^\circ n}{360 \cdot 60}, \qquad (142)$$

где R — внутренний радиус цилиндрического корпуса насоса;

r — радиус насаженной на оси вращения втулки, которая не принимает участия в подаче;

b — внутренняя ширина корпуса;

α — угол, на который крыло поворачивается; обычно α имеет величину, близкую к 90°;

n — число двойных качаний в минуту;

$\eta_{об}$ — к. п. д.; у хорошо выполненных насосов $\eta_{об}=0,8\div0,9$.

Крыльчатые насосы обычных конструкций не имеют специальных сменных уплотнений крыла, поэтому плотность между полостями обусловливается только качеством обработки и взаимной пригонки крыла и корпуса насоса. Недостаток этих насосов состоит в быстром износе их, особенно при работе на воде, загрязненной песком. Поэтому при давлениях 1,5—2,5 *ат* и при большой высоте всасывания преимущества будут на стороне насоса с уплотнением поршня кожаными манжетами.

§ 1. ВИХРЕВЫЕ НАСОСЫ

Вихревые насосы, иначе насосы с боковыми каналами, благодаря простоте конструкции, малому весу и небольшому габариту получили в последнее время широкое распространение. Они предназначены для перекачки маловязких жидкостей, не содержащих абразивных примесей. В зависимости от формы рабочих органов рабочего колеса и отводного канала различают два основных вида вихревых насосов: закрытого и открытого типов. Насосы обоих типов изготовляются самовсасывающими и несамовсасывающими. Принцип действия вихревых насосов был изложен выше (см. «Введение»).

Рассмотрим конструкции вихревых насосов. Общий вид одноступенчатого самовсасывающего вихревого насоса марки В (вихревой) с насаженным на консоли вала вихревым колесом и его разрезы показаны на рисунке 128. Насос предназначен для подачи воды и других невязких жидкостей в количестве от 1 до 35 *м³/час* при напоре от 9,5 до 90 *м* столба жидкости, имеющей температуру до 90° и не содержащей абразивных примесей [23]. Вязкость жидкости допускается до 5° Е, так как при большей вязкости характеристики насоса изменяются. Промышленность выпускает насосы подобного типа нескольких размеров. Общее обозначение их аВ-ω_s, где а — диаметр входного (выходного) патрубка в миллиметрах, уменьшенный в 25 раз; В — вихревой; ω_s — быстроходность колеса, уменьшенная в 10 раз. Кроме того, существуют еще насосы ВО — вихревой обогревный и ВС — вихревой самовсасывающий. Обогревные насосы ВО применяются для перекачки легко застывающих жидкостей, например фенола.

Насосы ВО отличаются от насосов В наличием обогревной крышки *7*, закрепленной на наружной крышке *2* корпуса (рис. 128, *б*), и измененной внутренней крышки корпуса *14*, в котором устроен обогревный канал. Крышка *7* имеет отверстия *6*, *10* и *15* для присоединения паропроводов. Давление подводимого пара 5 *кг/см²*.

Насосы ВС отличаются от насосов В тем, что имеют дополнительный узел, состоящий из чугунного колпака *12* и стального воздухоотвода *13*, которые и обеспечивают самовсасывающую способность насоса. Насосы ВС могут работать при $H_{вак} = 4$ *м*.

Насосы В, ВС, ВО состоят из гидравлической и приводной частей. Гидравлическая часть имеет следующее устройство. Внутри чугунного корпуса *1* проходят каналы *27* и *29*, расположенные по направлению вращения колеса *4* от входного до напорного патрубков. Перемычка *30* отделяет всасывающую часть от напорной. Крышка *2* крепится к корпусу *1* шпильками и гайками *28*. Внутренняя крышка *3* служит задней стенкой корпуса насоса, корпусом сальника и внутренней крышкой опорной стойки *19*. Колесо *4* представляет собой стальной диск с фрезерованными по окружности пазами, образующими лопасти колеса, колесо

закреплено на валу шпонкой *8* и специальным болтом с шайбой; *11* — уплотнение. Торцовый зазор между крышкой *3* и колесом *4* регулируется регулировочными кольцами *9*, а между колесом и крышкой *2* — прокладкой. Особое значение имеет уплотнение сальника.

Рис. 128. Вихревой самовсасывающий одноступенчатый насос:

а — общий вид; *б* и *в* — разрезы вдоль и поперек вала.

Приводная часть состоит из чугунной опорной стойки *19*. Опорами вала *16* служат радиальные шарикоподшипники *24* и *20*, а у насосов больших размеров — радиально-упорные шарикоподшипники. Крышка *21* закрепляет наружное кольцо шарикоподшипника и удерживает войлочное кольцо *22*. Во внутренней крышке опорной стойки имеется второе войлочное кольцо *17* и уплотняющие резиновые кольца *25*, устраняющие возможные утечки масла через радиальный зазор и в этом соединении. Три отверстия, закрытые пробками *18*, *23*, *31*, предназначены для заливки, слива и контроля уровня масла. Отверстие, закрытое пробкой *26*, служит для опорожнения корпуса насоса.

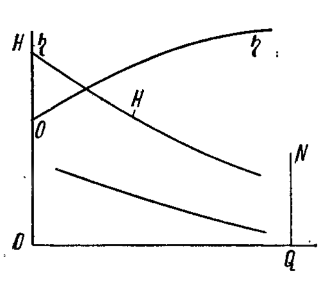


Рис. 129. Общий вид характеристики вихревого насоса.

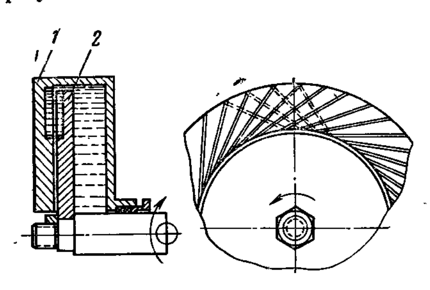


Рис. 130. Радиально-вихревой импеллер:

1 — корпус; *2* — импеллер.

Характеристики насоса аВ-ω_s имеют вид, изображенный на рисунке 129. Кривые H и N — крутопадающие.

Кроме рассмотренного типа чисто вихревого насоса, есть насосы других марок: ЭСН-1/1 — электроприводной, самовсасывающий, объединяющий в одно целое центробежное и вихревое колесо, то есть двухступенчатый; ЦВ — двух- или пятиступенчатый центробежно-вихревой; СЦЛ — двухступенчатый, центробежно-вихревой, самовсасывающий. Все эти насосы имеют горизонтальный вал.

Интересны новые конструкции уплотнений (вместо сальников) вала для насосов химической промышленности, представляющие собой вихревые импеллеры. На рисунке 130 приведено устройство радиально-вихревого импеллера.

§ 2. ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ НАСОСЫ

Для заливки центробежных насосов устанавливают особые вакуум-насосы. В практике насосных станций широко применяют водокольцевой насос, известный под названием вакуум-насоса. На рисунке 131 приведена схема, поясняющая его действие. Звездообразное колесо B вращается по оси, которая концентрически расположена в цилиндре, частично заполненном водой (рис. 131). При вращении колеса B образуются концентричное кольцо воды и одинакового размера пространства *1—6* между лопатками (рис. 131, *б*). Если колесо расположить в цилиндре эксцентрично (рис. 131, *в*), то есть так, чтобы водяное кольцо касалось втулки колеса, то пространство между лопатками, начиная от точки касания, будут увеличиваться от *1* до *3*, а далее (от *4* до *6*) уменьшаться. При этом газ или воздух будут засасываться из всасывающего отверстия и соответственно нагнетаться в нагнетательное отверстие.

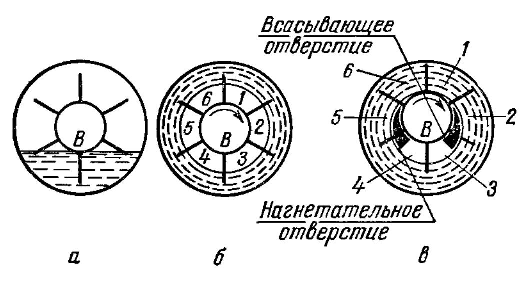


Рис. 131. Схема водокольцевого вакуум-насоса.

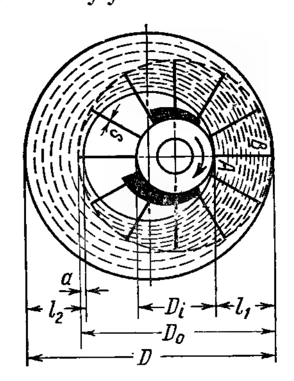


Рис. 132. Расположение водяного кольца при работе вакуум-насоса.

Расход вращающейся воды (вспомогательного рабочего тела в насосе) равняется объему, который проходит через сечение AB ротора (рис. 132). Следовательно, при числе лопаток z, средней толщине их s, ширине b и скорости вращения колеса n *об/мин* этот расход выразится так:

$$Q_в = \left[\frac{\pi}{4}(D_0^2 - D_i^2) - z l_1 s\right] b \frac{n}{60} \text{ об/сек.} \tag{143}$$

Теоретический объем газа или воздуха, перемещаемый насосом в секунду, при условии погружения лопатки в толщу кольца внизу на глубину a и касания вверху втулки поверхности водяного кольца, то есть для $l_1 = \frac{D_0 - D_i}{2}$, определяют по формуле:

$$v_t = \left\{\frac{\pi}{4}\left[(D_0 - 2a)^2 - D_i^2\right] - z(l_1 - a)s\right\} b \frac{n}{60}. \tag{144}$$

При $a=0$ $V_t=Q_в$. Если же учесть влияние неплотностей и сопротивлений при всасывании и ввести объемный к. п. д. насоса $\eta_{об}$, то действительно засасываемый объем воздуха будет равен $V=\eta_{об}v_t$. Величина $\eta_{об}$ достигает в современных насосах 70% и выше. Общий к. п. д. насоса невелик (от 30 до 20%), но это обычно не имеет существенного

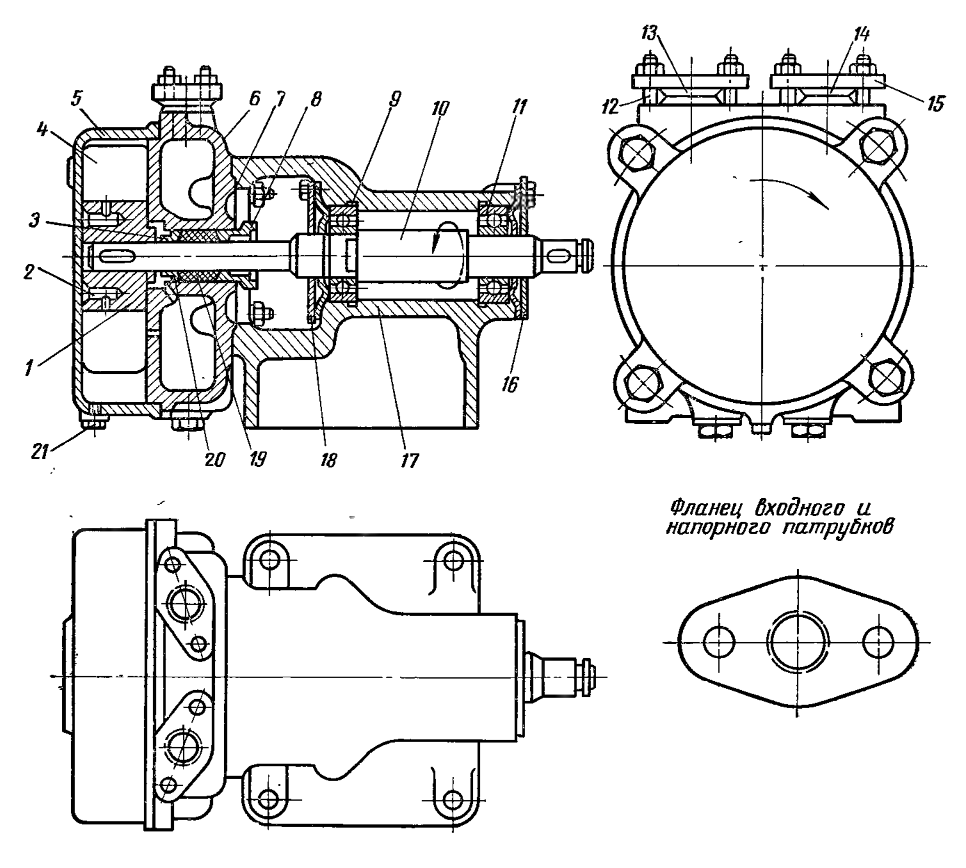


Рис. 133. Конструкция водокольцевого вакуум-насоса.

значения, так как такой насос при заливке работает периодически и короткое время.

Конструкция вакуум-насоса показана на рисунке 133. Насос присоединен к фланцу электродвигателя, на вал которого насажено колесо *1*, представляющее собой бронзовый диск с двенадцатью радиальными лопатками *4*. Для разгрузки осевых усилий, действующих на вал *10*, устроено шесть отверстий *2*. Входное отверстие *14* и напорное *13* расположены вверху корпуса. Трубы присоединяются к отверстиям на резьбе или при помощи фланцев *15*, закрепляемых шпильками *12*. Колесо расположено эксцентрично по отношению к крышке *5*. Воздух и вода засасываются через серповидный вырез в корпусе *6*, а при сжатии через другой малый серповидный вырез происходит выбрасывание воздуха и излишней воды. Необходимо, чтобы при работе насоса через него непрерывно циркулировала вода для поддержания постоянного объема водяного кольца в насосе, а также для отвода выделяющегося тепла при работе насоса.

Особое значение у вакуум-насоса имеет сальник, который должен быть воздухонепроницаемым. Уплотнение сальника состоит из корпуса

7, отлитого за одно целое с корпусом насоса, чугунной крышки *8*, мягкой хлопчатобумажной набивки *19* и кольца *3*, закрепленного на валу пружинным кольцом *20*. Чугунная опорная стойка *17* служит станиной вакуум-насоса, к фланцу которой шпильками присоединен корпус насоса. В опорной стойке размещены два шарикоподшипника *9* и *11*, служащие опорами для вала *10*. Осевая сила воспринимается подшипником *11*. Чугунные крышки *16* и *18* фиксируют положение подшипников, смазка которых осуществляется солидолом или техническим вазелином.

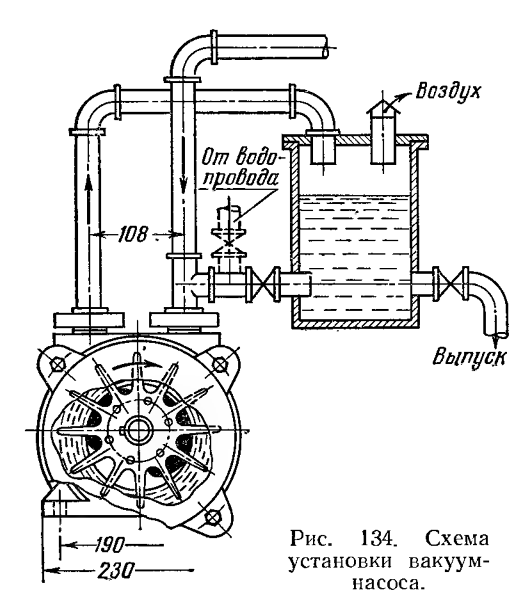


Рис. 134. Схема установки вакуум-насоса.

Перед пуском вакуум-насос заливают водой. По окончании работы из насоса удаляют воду через отверстие, закрытое пробкой *21*. Вал насоса вращается против часовой стрелки, если смотреть со стороны привода.

На рисунке 134 показана схема установки вакуум-насоса. Для регулирования количества циркулирующей воды поставлены особые вентили (расход воды при мощности насоса 2—3 *квт* составляет в среднем 250—300 *л/час*). Отработавшая вода вместе с воздухом выбрасывается через нагнетательный трубопровод или в бачок, или непосредственно в канализацию. Циркулирующая в насосе вода не должна содержать механических примесей, чтобы не было износа торцов диска колеса, имеющих зазор 0,1 *мм*. Следует учитывать, что с увеличением зазора будет снижаться производительность насоса, так как при этом величина $\eta_{об}$ сильно уменьшается.

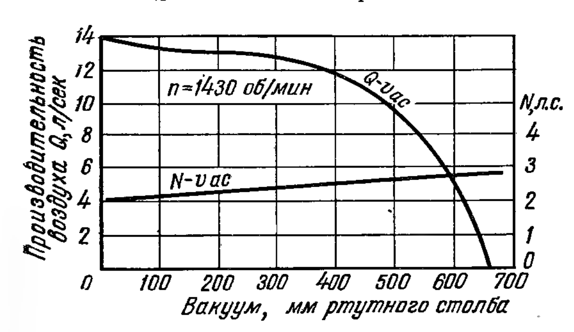


Рис. 135. Характеристика вакуум-насоса.

Характеристика вакуум-насоса приведена на рисунке 135.

§ 3. ВОДОСТРУЙНЫЕ НАСОСЫ

Водоструйные насосы применяют как основные водоподъемники или ставят как вспомогательные для центробежных насосов, чтобы увеличить их высоту всасывания.

На рисунке 136, *а* показан водоструйный насос. Вода под давлением подводится из напорной трубы к соплу, через которое с большой скоростью попадает в смесительную камеру и далее через диффузор поступает в рабочий трубопровод. Струя воды увлекает сначала из смесительной камеры воздух, а затем создает в ней разрежение — вакуум. Благодаря вакууму, образовавшемуся в смесительной камере

от действия напорной воды, будет происходить засасывание воды из какого-либо резервуара во всасывающую трубу. Вода из нее попадает в смесительную камеру, откуда и будет подаваться вместе с напорной водой в рабочий трубопровод.

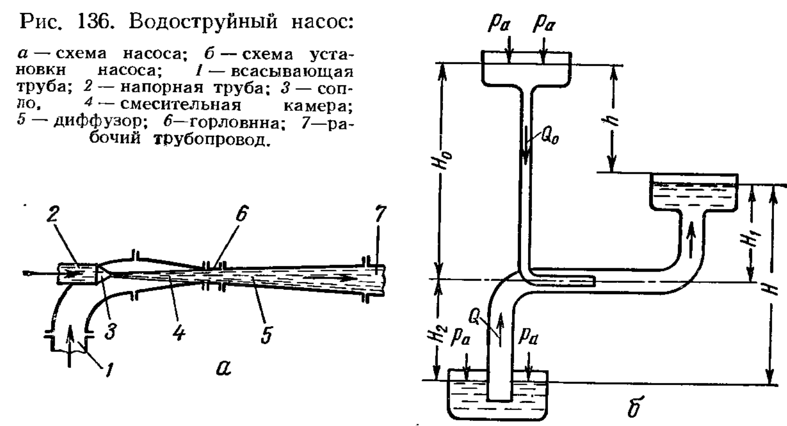


Рис. 136. Водоструйный насос:

а — схема насоса; *б* — схема установки насоса; *1* — всасывающая труба; *2* — напорная труба; *3* — сопло, *4* — смесительная камера; *5* — диффузор; *6*—горловина; *7*—рабочий трубопровод.

Схема установки изображена на рисунке 136, *б*. Для подъема количества воды Q на высоту H затрачивается энергии воды $\gamma Q_0 h$. Следовательно, коэффициент полезного действия насоса равен:

$$\eta_{н} = \frac{QH}{Q_0 h}. \tag{145}$$

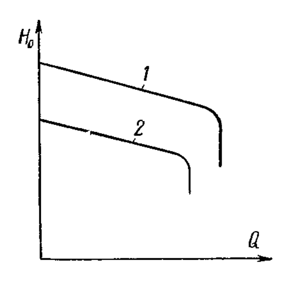


Рис. 137. Общий вид характеристики водоструйного насоса при различных Q_0 и H_0 (расходе и напоре рабочей жидкости):

1 — при больших величинах; *2* - при меньших величинах.

Напор для рабочей жидкости может быть создан каким-либо другим насосом.

Водоструйные насосы применяют в гидромеханизации для подъема и транспортировки гидромассы. На строительстве канала имени Москвы применяли водоструйные насосы (гидроэлеваторы) производительностью от 150 до 1200 *л/сек* при H от 6 до 12 *м*. Рабочая вода под напором подавалась от особого центробежного насоса. Водоструйным насосам посвящено много работ советских и зарубежных ученых. Это объясняется тем, что их широко применяют как вспомогательные устройства для перемещения жидкости и создания необходимого давления для перемещения.

Рабочей жидкостью может служить не только вода, но также газ и пар. Если в качестве рабочей жидкости используется пар, а эжектируемой — вода, то подобный аппарат представляет собой инжектор, который служит для питания паровых котлов на паровозах, котлов небольших теплоэлектростанций и т. д. Основной эффект действия инжектора заключается в том, что он подает в котел подогретую воду под тем давлением, которое пар имеет в котле. Водоструйные насосы применяют и для создания вакуума в конденсаторах и т. д.

Для объяснения довольно сложного процесса, происходящего при смешении жидкостей, и определения конструктивных размеров водоструйных насосов разработаны различные теории, которые проверяются широко поставленными исследованиями. В дальнейшем ограничимся приведением опытного материала по исследованию этих насосов (см. главу VIII). Обобщенная характеристика водоструйного насоса (эжектируемая и рабочая жидкость — вода) приведена на рисунке 137.

ВОЗДУШНЫЕ ВОДОПОДЪЕМНИКИ (ЭРЛИФТЫ)

При подъеме подземных вод из скважин большое распространение получили воздушные водоподъемники, называемые **эрлифтами**. Они разделяются на нагнетательные и всасывающие.

У нагнетательных эрлифтов в трубу, опущенную в скважину и заглубленную под уровень воды, подводится под давлением сжатый воздух (рис. 138, *а*). Образовавшаяся при этом смесь (эмульсия) воздуха и воды поднимается на поверхность земли в особый резервуар или бачок. Воздух выходит из эмульсии, а вода остается в резервуаре или бачке. Наоборот, у всасывающего эрлифта (рис. 138, *б*) труба опускается немного ниже уровня воды в колодце. Внизу в трубу вводится воздух из атмосферы через специальный насадок. В подъемной трубе вакуум-насосом создается вакуум. Благодаря разрежению, создаваемому насосом, введенный в трубу воздух смешивается с водой, а эмульсия поднимается на поверхность земли. Высота подъема жидкости соответствует удельному весу эмульсии.

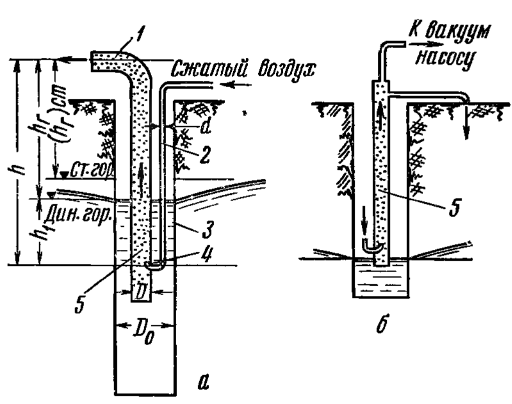


Рис. 138. Схема работы эрлифта:

а — нагнетательного; *б* — всасывающего; *1* — водоподъемная труба; *2* — воздушная труба; *3* — обсадная труба; *4* — башмак; *5* — эмульсия.

У нагнетательных эрлифтов (рис. 138, *а*) в обсадную трубу опущены отдельно водоподъемная и воздушная трубы; последняя входит в подъемную трубу несколько ниже уровня воды в скважине. Эмульсия поднимается на высоту h благодаря разности удельных весов воды в скважине и эмульсии в подъемной трубе. Обозначим вес единицы объема эмульсии $\gamma_{эм}$, а воды γ. На основании закона сообщающихся сосудов, которыми являются скважина и водоподъемная труба (в скважине находится вода, а в водоподъемной трубе — столб эмульсии), можно написать, что при равновесии давления от воды и эмульсии на единицу площади равны, то есть

$$\gamma h_1 = \gamma_{эм} h = \gamma_{эм} (h_1 + h_г),$$

откуда

$$h_г = \left(\frac{\gamma}{\gamma_{эм}} - 1\right) h_1. \qquad (146)$$

Следовательно, высота подъема воды $h_г$ зависит от отношения $\frac{\gamma}{\gamma_{эм}}$ и глубины погружения водоподъемной трубы.

Если $\gamma h_1 > \gamma_{эм} h$, то движение эмульсии по водоподъемной трубе возможно. Такова упрощенная схема действия нагнетательного эрлифта. В действительности явление движения смеси воздуха и воды довольно сложно. Предложенные различными авторами теории эрлифта не всегда совпадают с данными практики, поэтому теоретические расчеты не находят пока применения в эрлифтах. В практике нагнетательные эрлифты рассчитывают по опытным данным.

Коэффициент полезного действия эрлифта

$$\eta_{эрл} = \frac{\gamma Q h_г}{A}, \tag{147}$$

где Q — расход воды, поданной на высоту $h_г$, *м³/сек*;
A — энергия сжатого воздуха в месте его входа в водоподъемную трубу, *кгм/сек*;
γ — вес единицы объема воды, *м³/кг*.

Энергия сжатого воздуха определяется так:

$$A = P_1 V_1 \ln \frac{p_2}{p_1},$$

где P_1 — начальное абсолютное давление воздуха, *кг/м²*;
V_1 — количество засасываемого компрессором воздуха при давлении P_1, *м³/сек*;
p_2 — конечное абсолютное давление воздуха у места входа в водоподъемную трубу, *кг/см²*;
p_1 — начальное абсолютное давление воздуха, *кг/см²* ($P_1 = 10\,000\ p_1$, *кг/см²*).

Величина p_2 определяется глубиной погружения трубы и равна $\frac{\gamma h_1 + 10\,000}{10\,000}$, где γ — вес 1 *м³* воды, *кг*, а h_1 — высота, *м* (при работе эрлифта воздуху надо продавить столб воды высотой h_1).

При известной величине $\eta_{эрл}$ можно определить объем воздуха, который должен подаваться компрессором в скважину:

$$V_1 = \frac{\gamma Q h_2}{\eta_{эрл} P_1 \ln \frac{p_2}{p_1}}, \tag{148}$$

если $\gamma = 1000$ *кг/м³*, а $P_1 = 10\,000$ *кг/м²*, Q в *м³/сек*, а

$$\ln \frac{p_2}{p_1} = \ln \frac{h_1 + 10}{10} = 2{,}3 \lg \frac{h_1 + 10}{10},$$

то

$$V_1 = \frac{Q h_г}{23 \eta_{эрл} \ln \frac{h_1 + 10}{10}}. \tag{149}$$

Разделив обе части равенства на Q, можно определить $\frac{V_1}{Q} = q$, то есть так называемый удельный расход воздуха в *м³* на подъем 1 *м³* воды.

Следовательно,

$$q = \frac{h_г}{23 \eta_{эрл} \lg \frac{h_1 + 10}{10}}. \tag{150}$$

Как видно из формулы (150), удельный расход воздуха зависит: 1) от коэффициента полезного действия эрлифта $\eta_{эрл}$; 2) от глубины погружения трубы h_1; 3) от высоты подъема $h_г$. Связь этих элементов друг с другом определяется на основании опытных данных.

Если в скважину подается недостаточное количество воздуха, то эрлифт вовсе не подает воду или подает ее с перерывами. При увеличении подачи сжатого воздуха начнется непрерывная подача воды. Начало такой непрерывной подачи обыкновенно соответствует наибольшему к. п. д. эрлифта. При дальнейшем увеличении количества подаваемого воздуха подача воды вначале увеличивается, а затем падает. Коэффициент полезного действия при этом уменьшается, так как при избытке воздуха вода не может в прежних количествах поступать в водоподъемную трубу из-за вытеснения ее воздухом. В практике, желая получить больше воды из скважины, чем это было бы при работе эрлифта с наибольшим к. п. д., работают иногда с несколько пониженным значением к. п. д. эрлифта.

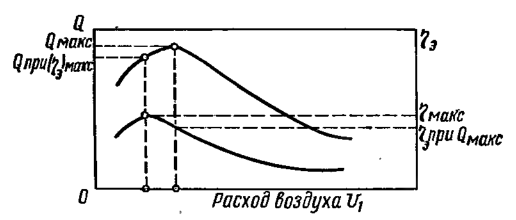


Рис. 139. Зависимость $\eta_{эрл}$ и Q от количества подаваемого воздуха в водоподъемную трубу.

На рисунке 139 приведены кривые зависимости $\eta_{эрл}$ и Q от количества подаваемого в водоподъемную трубу воздуха.

Отношение $m=\frac{h_1}{h}100$ называется процентом погружения трубы. По опытным данным американской фирмы Ингерсоль, при работе с наибольшим к. п. д. эрлифта принимаются следующие значения величины m:

$h_г$, *м*	До 40	40—45	45—75	90—120	120—180
m, %	65—70	60—65	55—60	50—55	40—45

Ниже приводим данные зависимости по $\eta_{эрл}=f(k)$, взятые из графика Я. С. Суреньянц [51]:

k	1,5	2	2,5	3,0	3,5
$\eta_{эрл}$	0,39	0,5	0,57	0,59	0,605

k называется коэффициентом погружения трубы.

Глава шестая. **ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЙ УЗЕЛ СООРУЖЕНИЙ МАШИННОГО ВОДОПОДЪЕМА**

§ 1. СХЕМЫ УЗЛОВ СООРУЖЕНИЙ МАШИННОГО ВОДОПОДЪЕМА ДЛЯ МЕЛИОРАТИВНЫХ СИСТЕМ

Оросительные системы. Головные сооружения, устраиваемые в месте водозабора при машинном водоподъеме в оросительных системах, в общем случае представляют собой комплекс сооружений, располагаемых последовательно в следующем порядке: а) водозаборное сооружение или устройство для забора воды из водоисточника; б) сооружения для транспортировки воды от водоприемника до здания насосной станции (открытые каналы, закрытые каналы или трубопроводы); в) аванкамера перед насосной станцией и сопрягающие аванкамеру сооружения со зданием насосной станции; г) здание насосной станции; д) напорные трубопроводы; е) водовыпуск или напорный бассейн, являющийся головной частью машинного канала в оросительных системах (см. рис. 2).

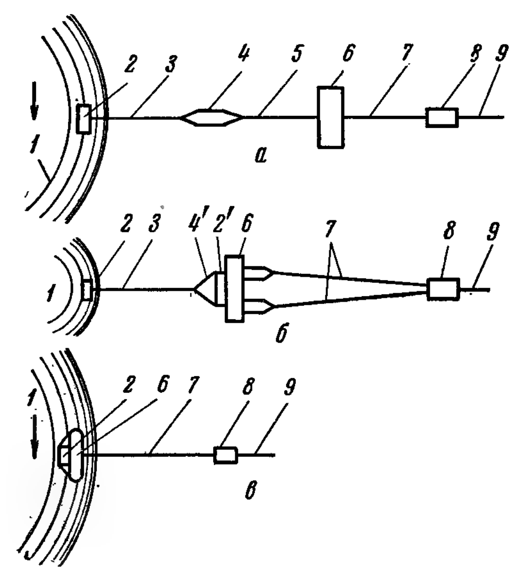


Рис. 140. Схемы гидротехнического узла машинного водоподъема для оросительных систем:

а — общая; *б* — с подводящим каналом без отстойника; *в* — объединенная; *1* — водоисточник (река); *2* и *2'* — водозаборное устройство; *3* — подводящий водовод; *4* — отстойник; *4'* — аванкамера; *5* — водовод к насосной станции; *6* — здание насосной станции; *7* — напорные трубопроводы; *8* — водоспускное сооружение — напорный бассейн, являющийся головной частью машинного канала; *9* — машинный канал.

Перечисленный комплекс сооружений называется гидротехническим узлом сооружений машинного водоподъема. Под термином машинный водоподъем следует понимать подачу воды на командную отметку гидравлическими машинами (обычно насосами).

На рисунке 140, *а* представлены схема и состав элементов гидротехнического узла машинного водоподъема одной оросительной системы для сравнительно больших расходов (18 *м*³/*сек*) при заборе воды из открытого водоисточника — реки.

В зависимости от естественноисторических, эксплуатационных и производственных условий некоторых элементов гидротехнического узла машинного водоподъема может не быть или они могут быть объединены в одно сооружение друг с другом. Например, отстойник может от-

сутствовать или находиться перед водозаборным устройством (ковши-водоприемники, устраиваемые при круглогодовой работе насосных станций, служат одновременно и отстойниками, и сооружениями для борьбы с донным льдом); он может быть расположен и перед насосной станцией (совмещен с аванкамерой), а также и в конце напорного трубопровода. На рисунках 141 и 142 показан план отдельных сооружений и поперечный разрез здания насосной станции для узла, схематически изображенного на рисунке 140, *а*.

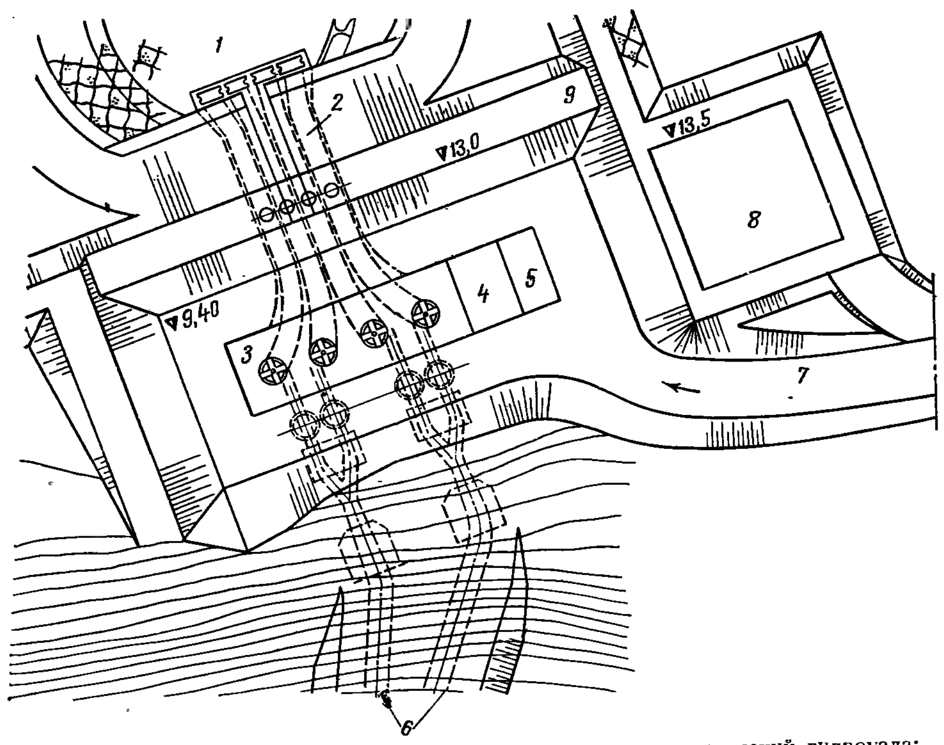


Рис. 141. План насосной станции и части промывающих сооружений гидроузла:

1 — отстойник; *2* — подводящий воду к насосам прямоугольный железобетонный четырехочковый водовод; *3* — здание насосной станции; *4* — монтажная площадка; *5* — распределительное устройство; *6* — напорные трубопроводы; *7* — подъезд к станции (i=0,07); *8* — понизительная станция; *9* — дамба обвалования.

В том случае, когда нет отстойника и мероприятия по борьбе с наносами при водозаборе недостаточны, роль отстойника могут выполнять подводящие сооружения (рис. 140, *б*) — открытый канал *3* и аванкамера *4'* перед насосной станцией (уширение канала), специально проектируемые.

Как видно из рисунка, перед насосной станцией имеется еще водозаборное устройство (*2'*), которое сооружают при подводе воды к станции открытым каналом. Конструкция этого водозаборного устройства показана на рисунках 163 и 168, когда станция проектируется р а з д е л ь н о г о с водозаборным устройством типа. Такой узел сооружений может вызывать затруднения в эксплуатации, так как при наличии наносов в водоисточнике приходится регулярно очищать канал и аванкамеру. В оросительных системах с зональным расположением орошаемых земель водоисточником для насосных станций, подающих воду на верхние зоны, служат оросительные каналы. Часто, при благоприятных условиях, в голове подводящего канала водозаборных сооружений не устраивают, ограничиваясь устройством сопряжения канала-источника и подводящего канала.

Насосная станция, расположенная перпендикулярно к оси подводящего канала (а следовательно, и к оси аванкамеры), называется насосной станцией с прямым водозабором; расположенная параллельно его оси — насосной станцией с боковым водозабором; расположенная под углом к оси подводящего канала — насосной станцией с косым водозабором. Если канал, подводящий воду к насосной станции, оканчивается около нее (рис. 167), это пример расположения насосной станции на тупиковом канале. При боковом

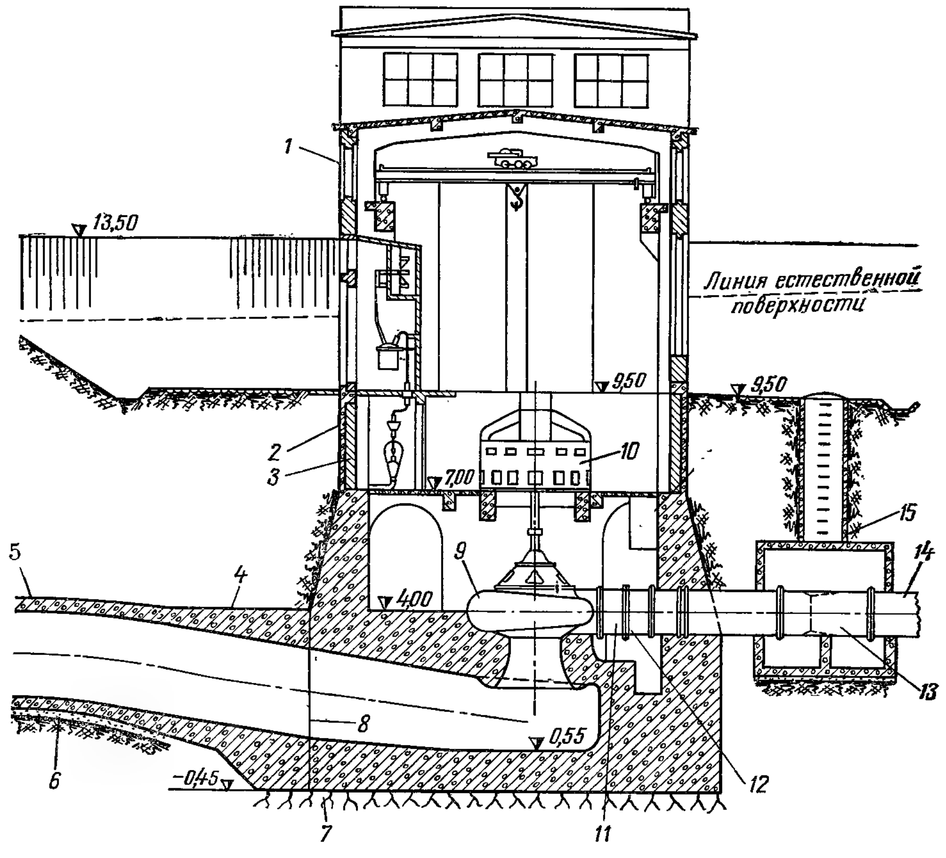


Рис. 142. Поперечный разрез здания насосной станции:

1 — здание станции; *2* — железобетонная стенка с наружным покрытием асфальтом; *3* — кирпичная облицовка; *4* — покрытие асфальтом и толем; *5* — подводящий прямоугольный железобетонный четырехочковый водовод; *6* - бетонная подготовка; *7* — известняк плотный; *8* — водонепроницаемый шов; *9* — центробежный вертикальный насос (Q=4,5 *м*³/*сек*); *10* — электродвигатель; *11* — монтажная вставка; *12* — дроссельный затвор; *13* — водомер; *14* — напорный трубопровод; *15* — смотровой колодец.

водозаборе, когда насосная станция расположена на берегу водоисточника (см. рис. 162), аванкамеры может не быть, ее можно не устраивать и при подводе воды к насосам непосредственно от водозаборного сооружения или из отстойника по трубам или штольням (рис. 140, *в*, 141, 142).

Здание насосной станции иногда объединяют с водозаборным сооружением; при этом совмещают несколько элементов узла: водозаборное устройство, подводящие устройства, аванкамеру, здание насосной станции. Такая система называется совмещенной в отличие от рассмотренной выше раздельной.

На рисунке 140, *в* изображена схема гидротехнического узла машинного водоподъема, в которой насосная станция совмещена с водо-

заборным устройством. На рисунке 157 показана конструкция такого узла.

В оросительных системах возможны случаи забора воды насосными станциями из водохранилищ. В этом случае применяют три схемы гидротехнического узла машинного водоподъема.

Здание насосной станции расположено перед плотиной в самом водохранилище (рис. 143, *а*). Вода к зданию насосной станции подводится каналом *2*; перед зданием насосной станции устраивается аванкамера *3*. Водозаборное сооружение *4* совмещено

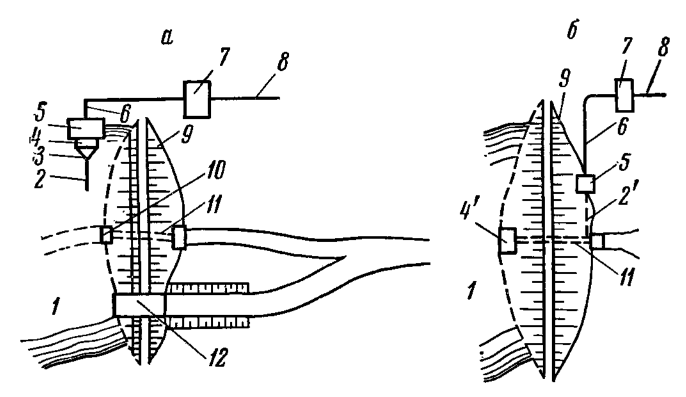


Рис. 143. Схемы гидроузлов машинного водоподъема оросительных систем при водозаборе из водохранилища:

а — насосная станция расположена в верхнем бьефе; *б* — насосная станция расположена в нижнем бьефе; *1* — водохранилище; *2* — подводящий канал; *2'* — всасывающий трубопровод; *3* — аванкамера; *4* — водозаборное устройство; *4'* — водозаборное устройство (башня донного водоспуска); *5* — здание насосной станции; *6* — напорные трубопроводы; *7* — водовыпуск; *8* — машинный канал; *9* — плотина; *10* — башня донного водоспуска; *11* — трубы донного водоспуска; *12* — водосбросное сооружение.

со зданием насосной станции *5*, которая испытывает непосредственное влияние колебания горизонтов воды в водохранилище.

Здание насосной станции расположено за плотиной в нижнем бьефе (рис. 143, *б*). Вода к зданию насосной станции подводится специальными трубопроводами или для этой цели используют трубопроводы донного водоспуска *11* с отводами от них труб *2'*, подводящих воду к насосам.

На рисунке 144 представлено конструктивное оформление узла сооружений при втором способе подвода воды к насосной станции, в котором аванкамера отсутствует.

Здание насосной станции расположено в теле плотины. Такое расположение здания насосной станции вызывает значительные затруднения при строительстве и усложняет конструкцию сооружений: грунты в основании станции обычно слабые; здание станции работает как водоподпорное сооружение, сложность сопряжения здания станции с земляной плотиной и мероприятий по борьбе с фильтрацией. Эта схема гидротехнического узла в практике встречается редко — только при малых напорах станции.

Осушительные системы. В осушительных системах возможны случаи перекачки воды насосами из каналов или коллекторов в реку, являющуюся водоприемником сбросных вод.

На рисунке 145 представлена схема узла, которая может быть принята как общая для гидротехнического узла машинного водоподъема осушительных систем.

Возможны, конечно, и другие схемы. Например, элементы узла *4* и *6* могут быть объединены в одно сооружение — один общий трубо-

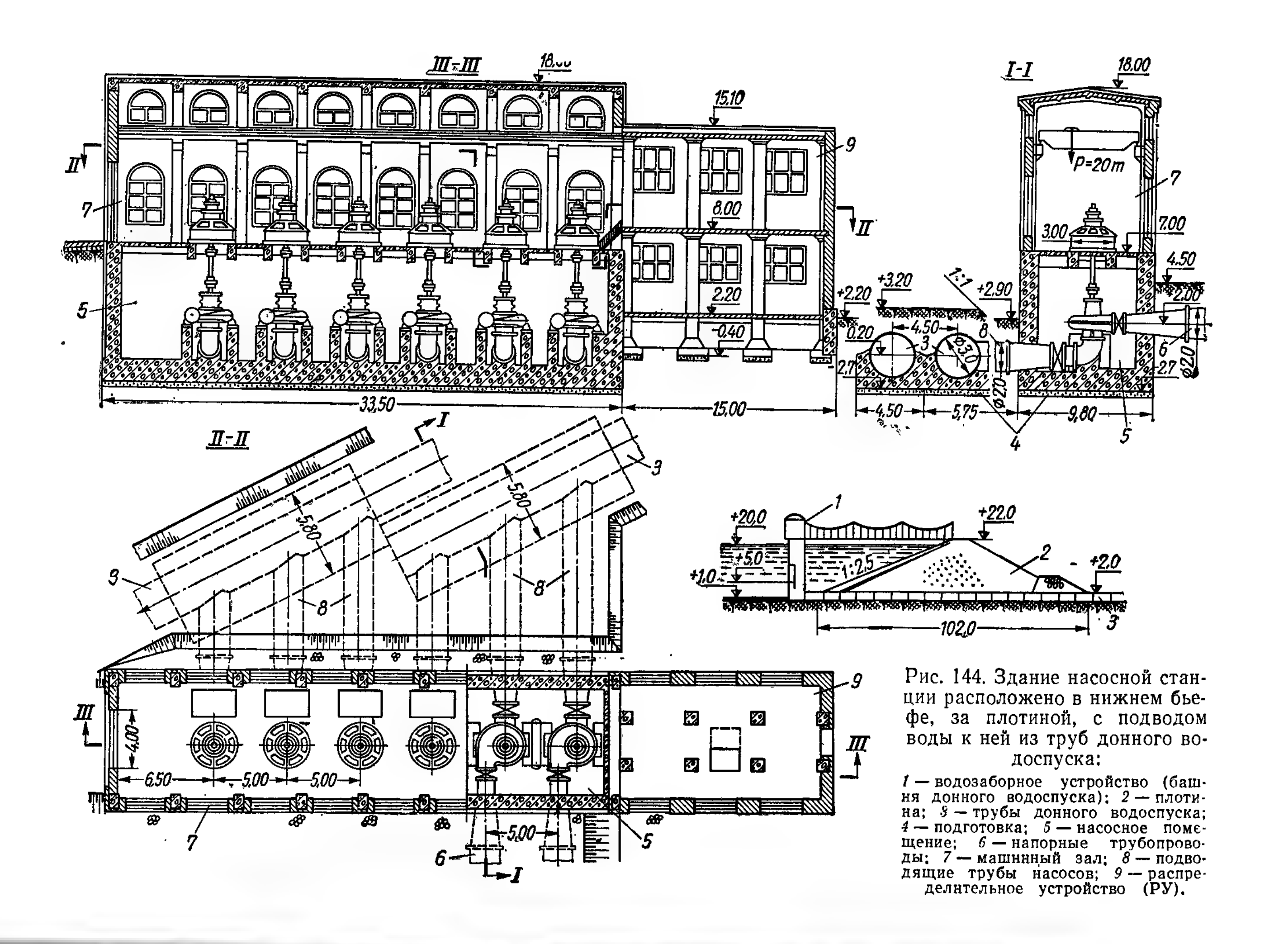


Рис. 144. Здание насосной станции расположено в нижнем бьефе, за плотиной, с подводом воды к ней из труб донного водоспуска:

1 — водозаборное устройство (башня донного водоспуска); *2* — плотина; *3* — трубы донного водоспуска; *4* — подготовка; *5* — насосное помещение; *6* — напорные трубопроводы; *7* — машинный зал; *8* — подводящие трубы насосов; *9* — распределительное устройство (РУ).

провод как для самотечного сброса, так и для перекачиваемой насосами воды. Это также позволит принять одно водовыпускное устройство 8.

На рисунке 146 показан узел осушительной насосной станции, здание которой расположено перед дамбой. Кроме того, возможна постройка насосной станции в теле дамбы и за дамбой в самом водоприемнике (например, при устройстве плавучей насосной станции, расположенной в самом водоприемнике).

В заграничной практике насосные станции осушительных систем довольно часто устраивают в теле дамбы.

На рисунке 147, *а* показан план гидротехнического узла машинного водоподъема с расположением здания насосной станции в теле дамбы, а на рисунке 147, *б* приведен поперечный разрез этой насосной станции. Самотечный сброс запроектирован в виде отдельного закрытого канала, внутри здания насосной станции. От насосной станции отходит канал, сбрасывающий воду в водоприемник. Эта насосная станция является примером совмещенного решения: водозабор, шлюз, здание насосной станции и водовыпуск совмещены в одном сооружении с общей железобетонной фундаментной плитой.

При подводе воды с осушаемой территории к насосной станции з а к р ы т ы м к о л л е к т о р о м схема гидротехнического узла машинного водоподъема несколько изменяется. На рисунке 148 приведены схема и состав такого узла.

Насосная станция осушительной системы служит для перекачки поверхностных сточных вод с осушаемой площади; в практике насосные станции устраивают и для понижения уровня грунтовых вод.

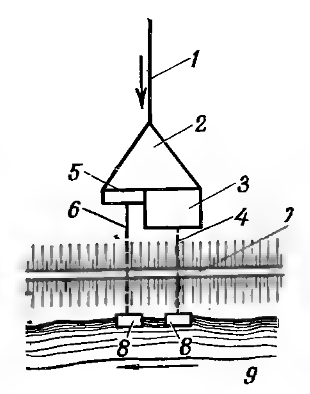


Рис. 145. Общая схема гидротехнического узла машинного водоподъема осушительных систем:

1 — магистральный осушительный канал; *2* — аванкамера; *3* — здание насосной станции; *4* — напорные трубопроводы; *5* — шлюз самотечного сброса; *6* — трубопровод самотечного сброса; *7* — дамба обвалования осушаемой низменности, для откачки воды с которой сооружается насосная станция; *8* — водовыпускные устройства; *9* — водоприемник (обычно река).



Рис. 146. Узел сооружений осушительной насосной станции, расположенной перед дамбой:

1 — подводящий канал; *2* — насосная станция; *3* — дамба обвалования; *4* — шлюз самотечного сброса.

Поверхностный сток воды с осушаемой площади неравномерен и зависит от распределения выпадающих осадков по времени, почвенно-геологических условий, рельефа местности и т. д.; поэтому для уменьшения неравномерности подачи воды насосной станцией перед ее зданием устраивают особую регулирующую емкость, называемую часто

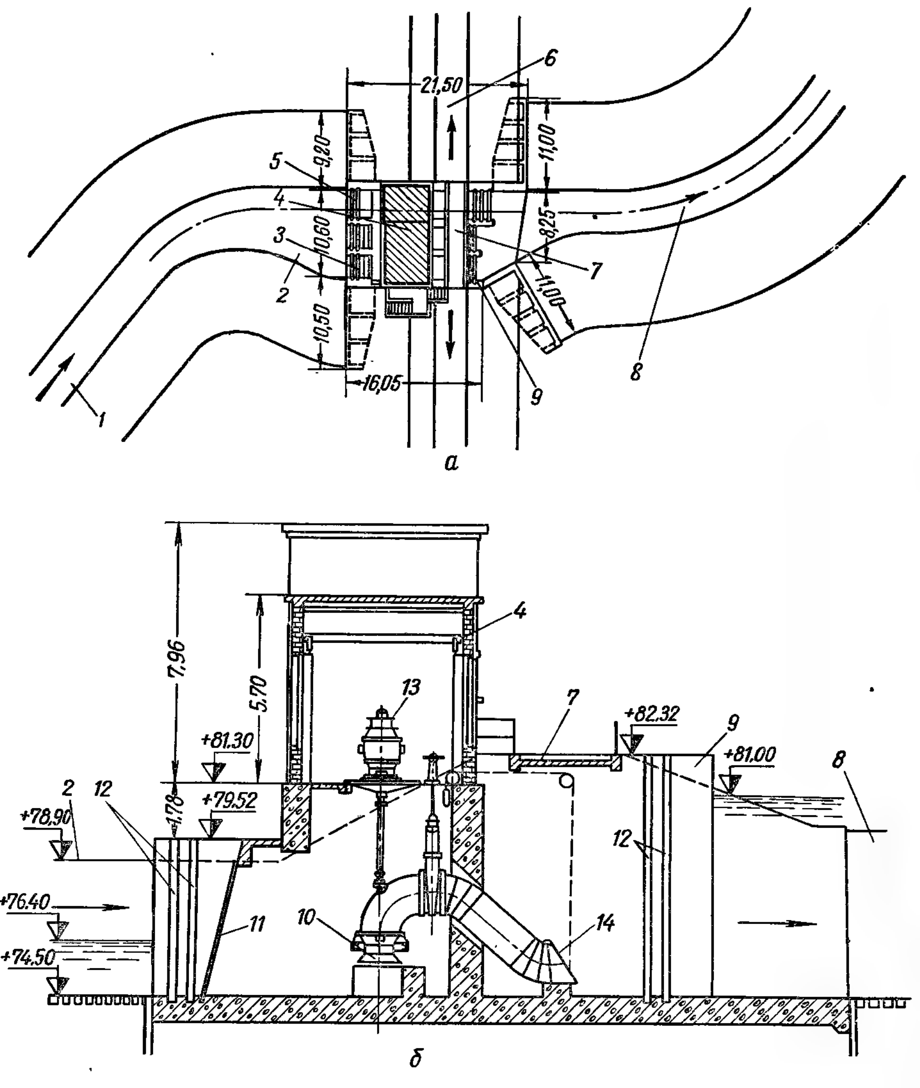


Рис. 147. Гидротехнический узел сооружений осушительной насосной станции, расположенный в дамбе обвалования:

а — план узла; *б* — поперечный разрез по насосной станции и примыкающим сооружениям; *1* - подводящий канал; *2* — аванкамера; *3* — водозаборное устройство; *4* — здание насосной станции; *5* — самотечный сброс (шлюз); *6* — дамба; *7* — мост; *8* — отводящий канал; *9* — водовыпуск; *10* — осевой насос; *11* — сороудерживающая решетка; *12* — пазы ремонтных и эксплуатационных заграждений; *13* — электродвигатель; *14* — затвор-хлопушка.

резервуаром. Этот резервуар, аккумулирующий воду, создает более или менее (в зависимости от его объема) равномерный режим работы насосов. Следовательно, в этом случае аванкамера служит одновременно и аккумулирующим, и приемным резервуаром.

Из изложенного мы видим, что приток воды к осушительным насосным станциям в очень малой степени зависит от воли человека. Это основная особенность данных станций.

Осушительные насосные станции иногда характеризуются большими расходами паводковых вод, поэтому приемный резервуар должен иметь довольно большие размеры и является дорогим сооружением. Часто роль резервуара выполняют обычная аванкамера и запасная емкость осушительных каналов. Резервуар же устраивают лишь при наличии естественных оврагов и впадин, которые и используются как готовые природные регулирующие емкости. Когда амплитуды колебания притока большие и нет возможности устроить регулирующую емкость, выбор числа насосных агрегатов для станции и их производительности значительно затруднен.

Насосные станции для отвода сбросных вод в оросительных системах представляют собой станции перекачки; по

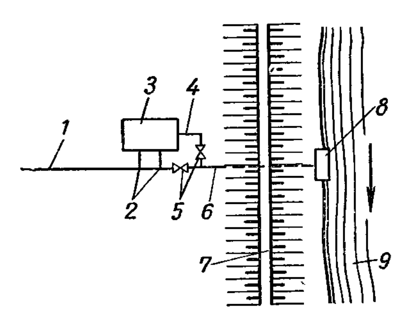


Рис. 148. Схема гидротехнического узла машинного водоподъема осушительной насосной станции при подводе воды к ней закрытым коллектором:

1 — коллектор; 2 — трубы, подводящие воду к зданию станции; 5 — затворы; 6 — трубопровод самотечно-напорного отвода воды. Остальные обозначения те же, что на рисунке 145.

Рис. 149. План гидротехнического узла сооружений осушительной насосной станции для откачки сбросных вод с оросительной системы:

1 — подводящий коллектор ($Q_{макс}=5{,}2$ м³/сек); 1′ — подводящий коллектор ($Q_{макс}=3{,}9$ м³/сек); 1″ — подводящий коллектор ($Q_{макс}=1{,}1$ м³/сек); 2 — подводящие трубы прямоугольного сечения; 3 — здание насосной станции; 4 — напорные трубопроводы прямоугольного сечения; 5 — водовыпускное сооружение; 6 — канал, отводящий воду в водоприемник — реку ($Q_{макс}=10{,}2$ м³/сек); 6′ — канал, отводящий воду для повторного использования при орошении ($Q_{макс}=2{,}6$ м³/сек); 6″ — то же, $Q_{макс}=3{,}5$ м³/сек.

своему назначению и конструкции они почти ничем не отличаются от насосных станций осушительных систем. При определенных условиях они по конструкции имеют и много общего с низконапорными оросительными насосными станциями.

На рисунке 149 приведен план достаточно сложного узла сооружений насосной станции, откачивающей с оросительной системы сбросные воды, подводимые к станции тремя коллекторами с разными отметками дна и расходами воды. Отводятся сбросные воды также тремя каналами: одним на сброс в реку и двумя на орошение.

§ 2. СХЕМЫ УЗЛА СООРУЖЕНИЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Схемы узла при водозаборе насосными станциями I подъема. Насосные станции I подъема, применяемые для сельскохозяйственного водоснабжения и небольших коммунальных хозяйств, характеризуются в большинстве случаев подъемом небольших расходов воды (редко выше 500 *л/сек*) по сравнению с расходами мелиоративных насосных станций. Схема и состав узла сооружений насосной станции I подъема приводятся на рисунке 150, а конструктивная схема его — на рисунке 151.

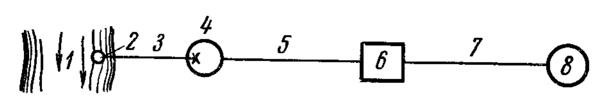


Рис. 150. Схема узла сооружений насосной станции I подъема:

1 — водоисточник (река); *2* — водозаборное устройство; *3* — самотечные трубы; *4* береговой колодец; *5* — всасывающие трубы насосов; *6* — здание насосной станции; *7* — напорные трубопроводы; *8* — приемная камера смесителя или водонапорная башня.

Как в рассмотренных ранее схемах узлов для мелиоративных систем, так и для насосных станций I подъема водопроводов возможна не только раздельная, но и объединенная система здания насосной станции и водозаборного сооружения (см. рис. 162). В последней схеме по сравнению с общей (рис. 150) нет таких деталей, как самотечные трубы и приемный колодец, который в этом случае совмещен с водозабором.

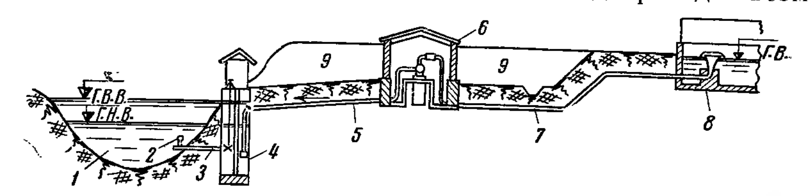


Рис. 151. Конструктивная схема узла насосной станции, приведенного на рисунке 150: *9* — выемка. Остальные обозначения те же, что на рисунке 150.

При большой производительности насосной станции I подъема нет принципиального различия между схемами узла сооружений машинного водоподъема для сельскохозяйственного водоснабжения и для мелиоративных систем. Существует две схемы взаимного расположения насосных станций I и II подъема: раздельная и объединенная (в одном здании).

Схемы узла сооружений насосных станций II подъема. На рисунке 152 показана схема размещения очистных и других сооружений в комплексе с насосной станцией II подъема. Вода насосной станцией I подъема подается на очистные сооружения. После них отфильтрованная и хлорированная вода поступает в резервуар чистой воды, из которого она забирается всасывающими трубами насосов станции II подъ-

ема и под напором подается в сеть. В простейшем случае вода насосами II подъема может подаваться непосредственно в водонапорную башню, а из нее прямо в сеть. Выбор той или иной схемы зависит от

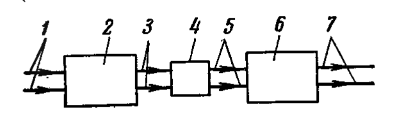


Рис. 152. Раздельное расположение насосных станций I и II подъемов:

1 — напорные водоводы от насосной станции I подъема; *2* — очистные сооружения; *3* — трубопроводы от очистных сооружений к резервуару чистой воды; *4* — резервуар чистой воды; *5* — всасывающие трубопроводы насосов станции II подъема; *6* — насосная станция II подъема; *7* — напорные трубопроводы насосной станции II подъема, подающие воду в сеть.

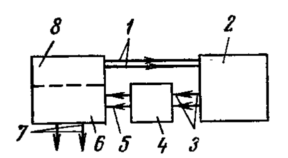


Рис. 153. Объединенное расположение (в одном здании) насосных станций I и II подъемов:

8 — насосная станция I подъема. Остальные обозначения те же, что на рисунке 152.

принятой системы водоснабжения совхоза, колхоза или группы колхозов, населенного пункта и т. д.

На рисунке 153 показана другая схема узла сооружений насосных станций. Здесь насосные станции I и II подъема объединены в одном здании. Вода насосами I подъема подается на очистные сооружения; отсюда отфильтрованная и хлорированная вода поступает в резервуар чистой воды, откуда насосы II подъема подают ее потребителю. Возможны и иные схемы узлов сооружений для водоснабжения.

Рис. 154. Схема узла с индивидуальной насосной установкой на скважине:

1 — скважина с насосной установкой; *2* — напорный трубопровод; *3* — водонапорная башня; *4* — разводящая сеть водопровода.

Схемы узла сооружений насосных станций, забирающих подземные воды. Возможен случай, когда каждая скважина имеет индивидуальную насосную установку (насосы А, АП, поршневые штанговые, горизонтальные центробежные с водоструйным насосом, эрлифты и т. д.), как показано на рисунке 154. Вода подается в водонапорную башню и оттуда в сеть или в контррезервуар.

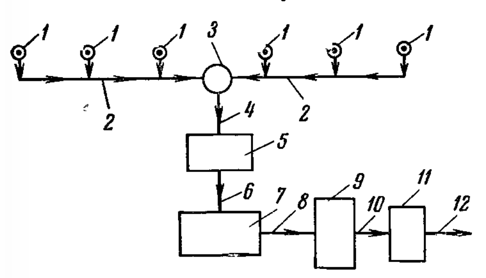


Рис. 155. Групповой водозабор из скважин с очисткой воды:

1 — скважины; *2* — самотечный трубопровод; *3* — сборный колодец; *4* — всасывающие трубопроводы; *5* — насосная станция I подъема; *6* — напорные трубопроводы; *7* — очистные сооружения; *8* — самотечные трубопроводы; *9* — резервуар чистой воды; *10* — всасывающие трубопроводы; *11* — насосная станция II подъема; *12* — напорные трубопроводы к водопроводной сети.

При заборе подземных или грунтовых вод может встретиться случай (рис. 155), когда из нескольких скважин вода поднимается тем или иным способом (например, эрлифтами, установленными в каждой из скважин, или сифонными колодцами) в сборный резервуар, а оттуда насосной станцией подается в сеть.

В необходимых случаях вода перед подачей в сеть либо только хлорируется, либо подвергается очистке, что соответственно изменяет схему узла. В первом случае достаточна схема, показанная на рисунке 154 или 155 (без сооружений *7*, *8*, *9*, *10*, *11*, *12*).

Если вода поднимается эрлифтами, в здании насосной станции I подъема устанавливаются компрессоры и станция называется **насосно-компрессорной**; в этом случае (при чистой воде) могут не потребоваться очистные сооружения и здание насосной станции II подъема, а центробежные насосы, установленные в насосно-компрессорной станции, будут подавать воду непосредственно в сеть, выполняя тем самым функции насосов II подъема. Если имеется сифонный водозабор, то узел сооружений может быть таким, как на рисунке 155. Вся территория, на которой расположены сооружения (например, показанные на рисунке 155), называется **водопроводной станцией**.

§ 3. СХЕМЫ УЗЛОВ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ПРИ РАСПОЛОЖЕНИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ПЕРЕКАЧКИ НА СУДОХОДНЫХ КАНАЛАХ

На крупных судоходных каналах насосные станции служат для перекачки воды, потребной для питания каналов. Например, на канале имени Москвы вода из Волги подается на водораздельный бьеф путем

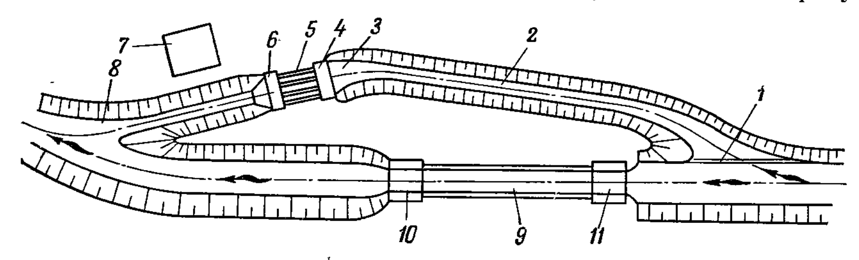


Рис. 156. Схема сооружений на канале имени Москвы:

1 — железобетонная эстакада — водозаборное устройство и предохраненне для судов; *2* — подводящнй канал; *3* — аванкамера; *4* — здание насосной станции, совмещенное с водозаборным устройством; *5* — акведуки — напорные трубопроводы по чнслу насосов; *6* — водовыпуск с автоматически падающими щитами; *7* — понизительная подстанцня; *8* — отводящий канал; *9* — шлюз; *10* и *11* — верхняя и нижняя головы шлюза.

последовательной перекачки пятью насосными станциями на высоту 40 *м*. Канал имени Москвы предназначен для судоходства, обводнения территории, по которой он проходит, и для водоснабжения Москвы. В его состав входят как необходимые элементы водохранилища на водораздельном плато. Таким образом, по назначению канал имени Москвы является **транспортно-обводнительным** и частично **энергетическим**, так как в системе канала имеются деривационная и приплотинные ГЭС (последние небольшой мощности).

Волго-Донской канал имени В. И. Ленина снабжается водой из р. Дона, подаваемой на водораздельное плато на высоту 44 *м* тремя последовательно расположенными в системе канала насосными станциями. Канал предназначен для транзитного прохода судов с Волги на Дон и обратно, а также для орошения и обводнения территории, прилегающей к каналу. Следовательно, этот канал является **транспортно-ирригационным**.

На рисунке 156 показаны схема, включающая насосную станцию и шлюз, и состав одного из пяти гидроузлов на канале имени Москвы.

На рисунке 157 показаны план и поперечный разрез насосной станции канала имени Москвы.

На каналах применяются наиболее крупные по производительности насосные станции. Так, на канале имени Москвы насосная станция имеет расход $Q_{н.ст} = 100$ *м³/сек*, а на Волго-Донском канале имени В. И. Ленина — $Q_{н.ст} = 45$ *м³/сек*.

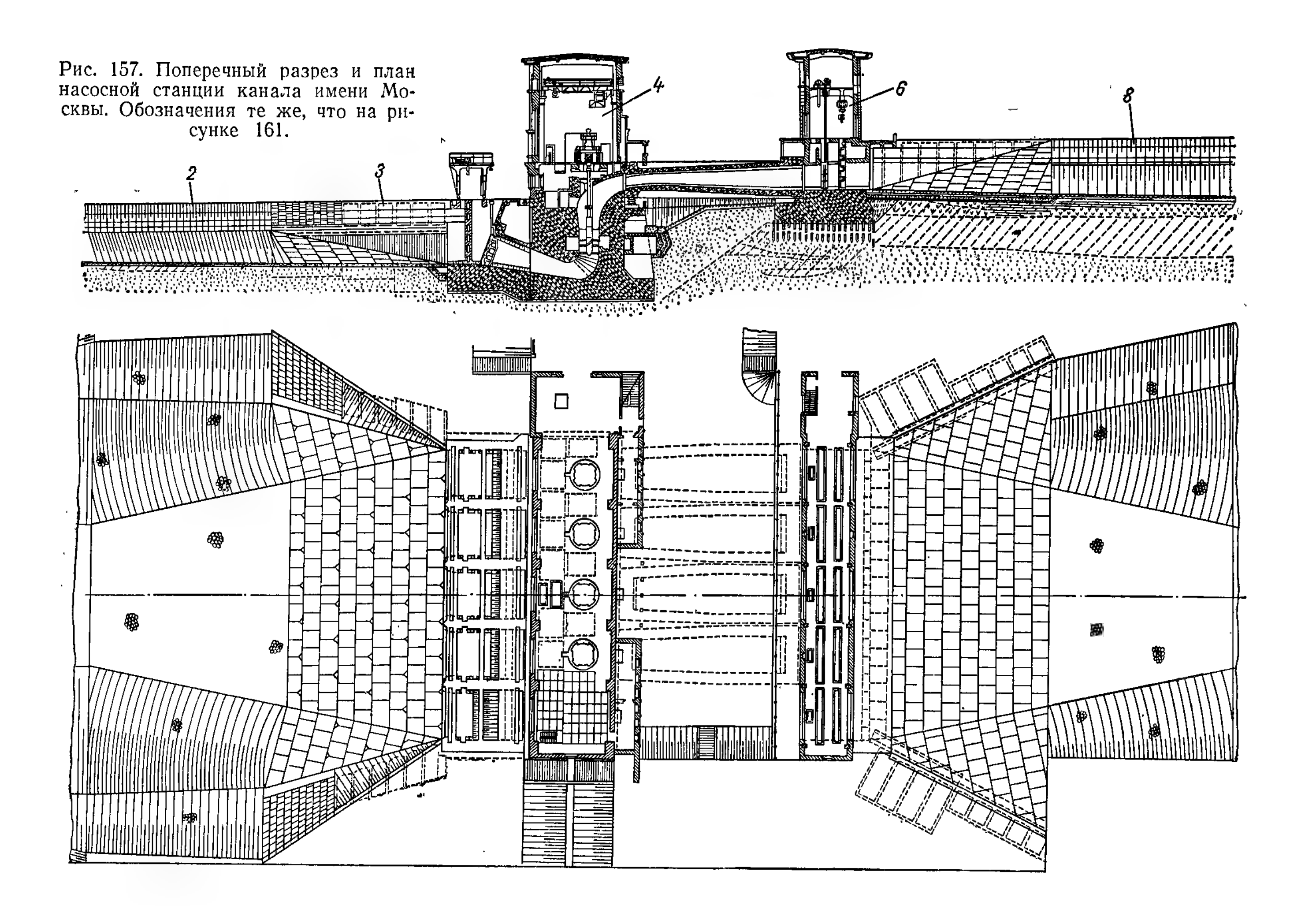


Рис. 157. Поперечный разрез и план насосной станции канала имени Москвы. Обозначения те же, что на рисунке 161.

В настоящее время разрабатывается проект значительного увеличения производительности насосных станций канала имени Москвы.

Рассмотренные схемы и примеры конструкций насосных станций и сооружений узла позволяют сделать следующие выводы.

1. Общей схемой гидротехнического узла машинного водоподъема для высокопроизводительных насосных станций оросительных систем при заборе воды из реки или канала будет схема, изображенная на рисунке 140, а при водозаборе из водохранилища — схемы, показанные на рисунке 143.

2. Общей схемой гидротехнического узла машинного водоподъема для осушительных систем будет схема, представленная на рисунке 145.

3. Рассматривая схемы гидротехнического узла сооружений машинного водоподъема для иных (немелиоративных) объектов, можно заметить общность их деталей с деталями гидротехнического узла машинного водоподъема для мелиоративных систем как по цели назначения, так иногда и по конструкции элементов. Рассмотренные схемы гидроузлов являются простейшими; в мелиоративных системах возможны и более сложные схемы узлов.

§ 4. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Мелиоративные насосные станции могут иметь различные производительность и мощность в зависимости от размеров мелиорируемой площади, состава сельскохозяйственных культур и высоты подъема воды. Различают следующие виды мелиоративных насосных станций: 1) большой производительности, с расходом примерно от 10 до 400 $м^3/сек$; 2) средней производительности, с расходом от 1 до 10 $м^3/сек$ и 3) малой производительности, с расходом не больше 1 $м^3/сек$. Эту классификацию насосных станций для других, немелиоративных целей, например для питьевого или промышленного водоснабжения, применять нельзя. Так, насосная станция с подачей воды 1 $м^3/сек$ для условий хозяйственно-питьевого водоснабжения является крупной насосной станцией большой производительности.

Для размещения гидромеханического и силового оборудования (как основного, так и вспомогательного), а также коммуникаций трубопроводов и обеспечения нормальных условий работы обслуживающего персонала и эксплуатации оборудования возводят здания насосных станций различных типов с учетом местных условий и назначения станции.

Тип и конструкция здания стационарной мелиоративной насосной станции зависят в основном от следующих факторов: а) способа соединения здания насосной станции с водозаборным сооружением (два раздельных сооружения или одно — совмещенное); б) типа и конструкции насоса; в) режима водоисточника; г) характера грунтов и условий залегания грунтовой воды в месте расположения насосной станции; д) вида строительных материалов для здания станции.

По конструктивным признакам здания насосных станций можно разделить на три типа с соответствующими подразделениями.

Здания насосных станций «блочного» типа. В основании этих зданий находится бетонный массив — «блок». Вода к насосу подводится всасывающими или напорными трубами (имеется в виду отрицательная высота всасывания насоса) криволинейного или прямоугольного профиля (аналогично отсасывающим трубам турбин гидростанций). Подобный тип насосных станций был изображен на рисунке 142 (с вертикальным насосом типа В), где вода подводилась к насосам по трубе прямоугольного сечения. Здание насосной станции «блочного» типа с осевым (пропеллерным) насосом изображено на рисунке 157. Труба, подводящая воду к насосу, имеет криволинейный профиль оси и

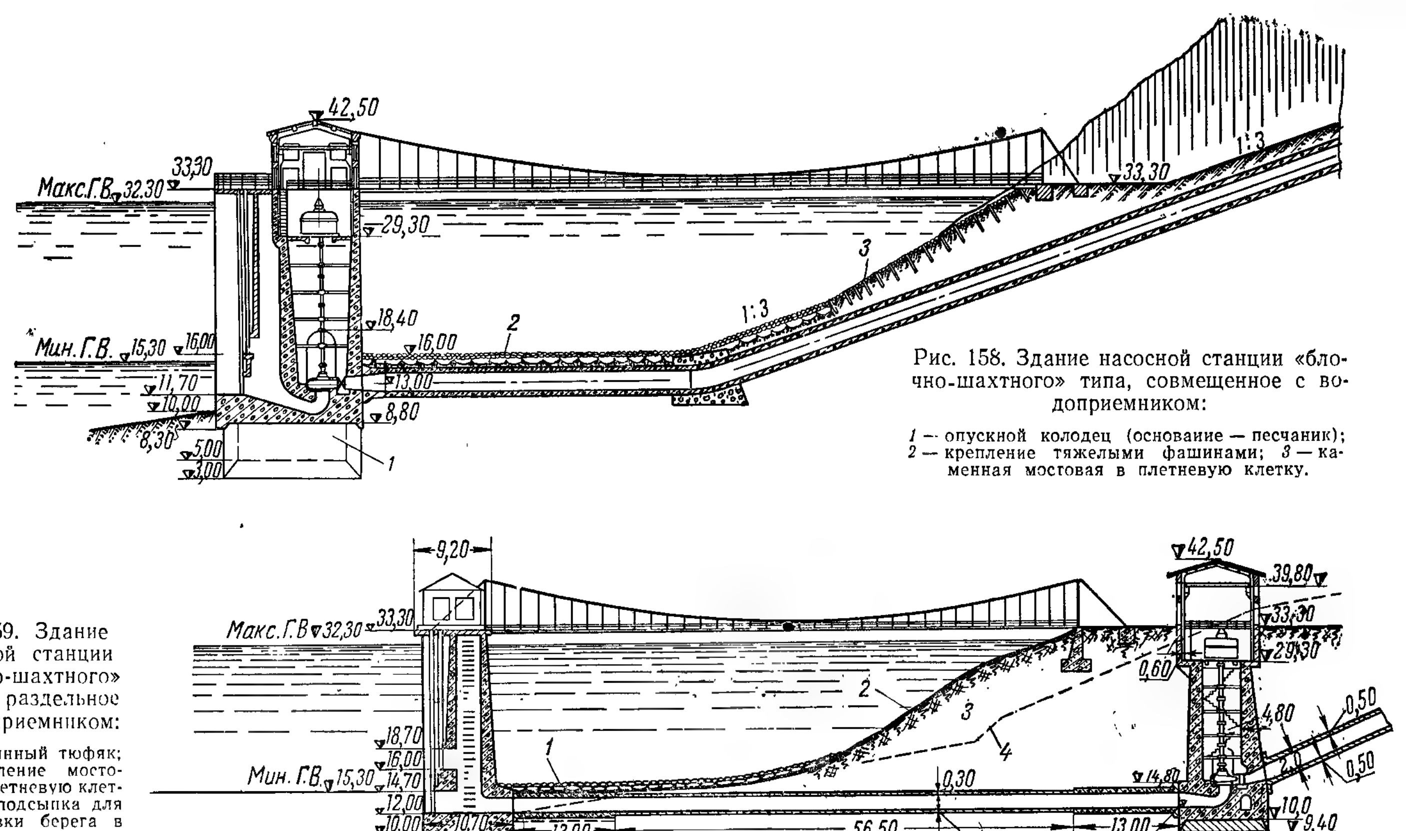


Рис. 158. Здание насосной станции «блочно-шахтного» типа, совмещенное с водоприемником:

1 — опускной колодец (основание — песчаник); *2* — крепление тяжелыми фашинами; *3* — каменная мостовая в плетневую клетку.

Рис. 159. Здание насосной станции «блочно-шахтного» типа, раздельное с водоприемником:

1 — фашинный тюфяк; *2* — крепление мостовой в плетневую клетку; *3* — подсыпка для планировки берега в пределах сооружения; *4* — естественная поверхность земли.

переменное поперечное сечение. В зданиях насосных станций «блочного» типа могут быть установлены также горизонтальные центробежные или пропеллерные насосы и не только с электрическими, но и с тепловыми двигателями.

Некоторым видоизменением зданий «блочного» типа является здание насосной станции «блочно-шахтного» типа с вертикальными насосами и электродвигателями, показанное на рисунке 163. Основанием здания такой насосной станции служит тот же массивный блок, а передача энергии от двигателя к насосу осуществляется с помощью сравнительно длинного вала ($l \cong 10$ *м*). Насосное помещение представляет собой глубокую шахту, в остальном насосная станция ничем не отличается от изображенной на рисунке 142 станции «блочного» типа.

Здания насосных станций «блочно-шахтного» типа применяют при значительном колебании горизонтов воды в водоисточнике. Они могут быть объединены с водоприемником (рис. 158) или располагаться отдельно от него (рис. 159). Здания насосных станций с горизонтальными насосами и двигателями при наличии глубокой шахты и блочного основания также должны быть отнесены к «блочно-шахтному» типу.

К зданиям «блочного» типа можно отнести также здания насосных станций так называемой сифонной установки. В основании этих насосных станций находится блок с расположенными в нем всасывающими и напорными трубами (рис. 5).

Таким образом, здания насосных станций «блочного» типа можно разделить на три группы: а) с относительно невысоким насосным помещением; б) «блочно-шахтного» типа с большой высотой насосного помещения (шахтой); в) здания сифонной насосной установки. Последний тип в практике встречается очень редко.

Здания насосных станций «камерного» типа. Эти насосные станции могут быть разделены по конструктивным признакам на несколько групп.

Основанием здания насосной станции с «сухой» камерой, которая является насосным помещением, служит плита. Вода подводится к насосам по металлическим трубам внутри «сухой» камеры. При заглублении насосной станции в землю или при большой длине вала вертикальной электронасосной установки тип здания насосной станции с «сухой» камерой называется «шахтно-камерным». На рисунке 160 изображена объединенная с водоприемником насосная станция, здание которой выполнено по «шахтно-камерному» типу с «сухой» камерой. Здания «шахтно-камерного» типа довольно широко распространены также для насосных станций водоснабжения и канализации в различных отраслях народного хозяйства. В таких насосных станциях можно устанавливать как вертикальные, так и горизонтальные насосы. Насосная станция с «сухой» камерой и вертикальным насосом приведена на рисунке 144, а с горизонтальным насосом — на рисунках 173, *е*, 263 и 308.

К насосным станциям «камерного» типа с «мокрой» камерой можно отнести станции с «затопленными» насосами, например осевыми (пропеллерными), имеющими отрицательную высоту всасывания и поэтому погруженными под уровень воды в камере (рис. 161). В этом случае мы имеем насосную станцию с «мокрой» камерой и с затопленным насосом. Такая конструкция распространена в мелиоративных насосных станциях.

Возможно и другое конструктивное видоизменение здания насосной станции «камерного» типа с «мокрой» камерой, но с «незатопленным» насосом. В этом случае «мокрая» камера служит резервуаром для всасывающих труб насосов, а машинное помещение находится выше «мокрой» камеры. При вертикальных насосах подобная насосная станция имеет три этажа: первый этаж — это резервуар для всасывающих труб насосов («мокрая» камера), второй является насосным помещением, а

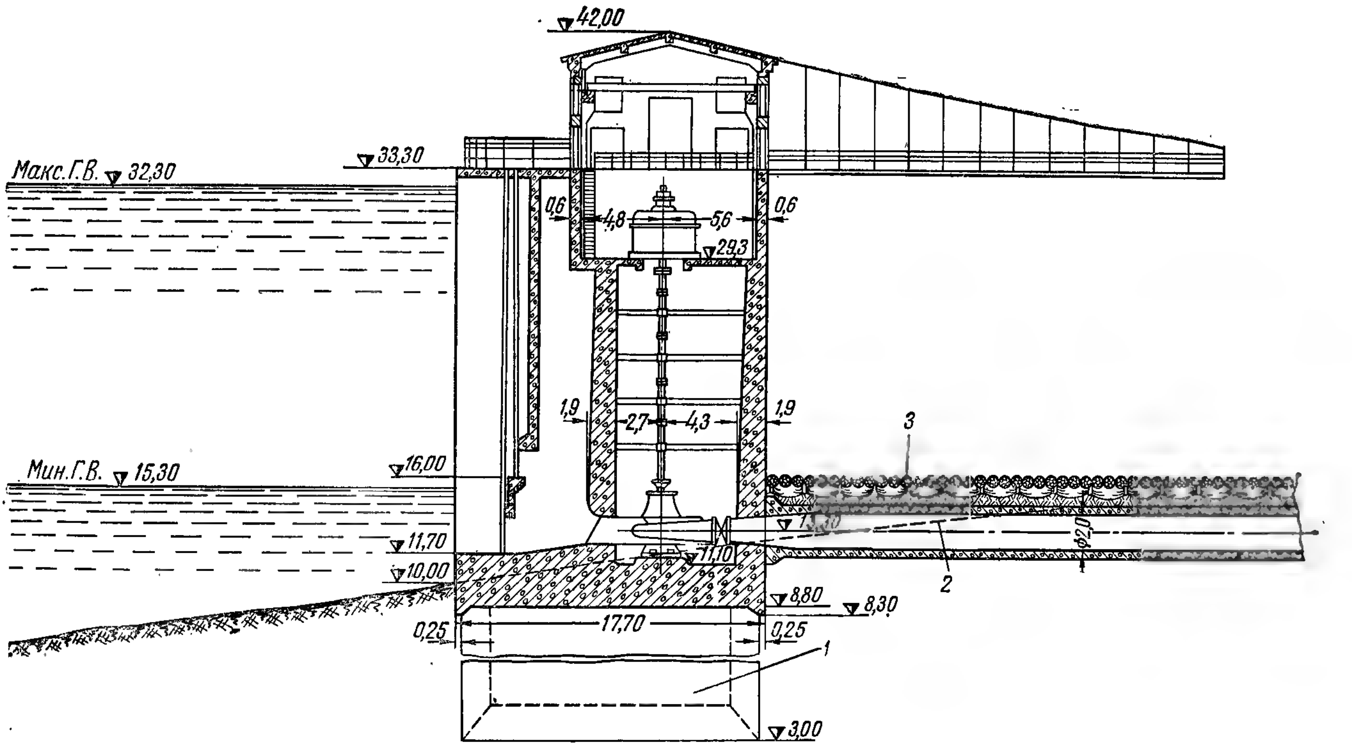


Рис. 160. Здание насосной станции «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой, объединенное с водоприемником:

1 — опускной колодец, *2* — напорный железобетонный трубопровод; *3* — тяжелые фашины.

третий представляет собой электромашинный зал, где установлены электродвигатели и пусковая аппаратура. На рисунке 162 изображена насосная станция «камерного» типа с «мокрой» камерой и с «незатопленным» насосным помещением шахтного типа. Насос здесь установлен вертикальный, но может быть и горизонтальный.

На рисунке 174, *а* приведена насосная станция, конструктивно напоминающая станцию с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением, но несколько иной конструкции, рекомендуемой для станций с осевыми насосами, которую следует отнести к станциям «блочного» типа с горизонтальной подводящей трубой (см. рис. 142).

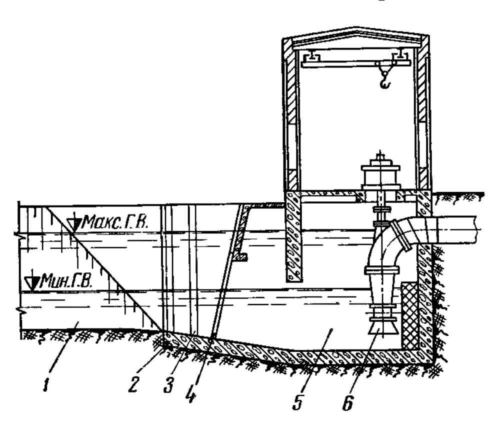


Рис. 161. Здание насосной станции «камерного» типа с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом, объединенное с водозабором:

1 — аванкамера; *2* — водозаборное устройство; *3* — паз для шандор; *4* — сороудерживающая решетка; *5* — «мокрая» камера; *6* — осевой «затопленный» насос.

Таким образом, здания насосных станций «камерного» типа могут быть: а) с «сухой» камерой; б) с «сухой» шахтой-камерой; в) с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом; г) с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением.

Здания насосных станций «незаглубленного» типа. К этому типу относятся такие станции, в которых насосные агрегаты находятся на отдельном фундаменте, не связанном конструктивно со зданием станции, то есть в основании здания насосной станции нет ни плиты, ни блока. Здание станции этого типа представляет собой обычное здание промышленного назначения с фундаментом ленточного или другого типа, причем отметка пола его всегда выше отметок уровней воды в водоисточнике и грунтовых вод. Этот тип здания насосных станций ранее называли «водопроводным», но это название не отражает его конструктивных особенностей.

Подобная конструктивная схема рассмотрена раньше (рис. 151). Насосная станция «незаглубленного» типа с прямым водозабором изображена на рисунке 163.

Приведенные описания различных насосных станций как для мелиоративных систем, так и для водоснабжения дают возможность сделать следующие выводы.

1. Здания насосных станций можно определять по конструктивному признаку как здания «блочного», «камерного» и «незаглубленного» типов.

2. Определяющими условиями применения различных конструкций зданий насосных станций являются: а) режим водоисточника; б) строительные условия (грунты в месте расположения насосной станции, грунтовые воды, строительные материалы и пр.); в) тип и конструкция насоса, а также условия подвода к нему воды и расположение входного патрубка.

3. Тип двигателя существенно не влияет на конструкцию здания насосной станции.

Передвижные и съемные (сезонные) насосные станции. В настоящее время для мелиоративных целей построено значительное количество плавучих насосных станций, которые могут быть отнесены к насосным станциям, объединенным с водозаборным устройством. Плавучая насосная станция представляет собой понтон (из железобетона,

металла или дерева; для постоянных станций дерево не применяют), в трюме которого располагаются насосы, двигатели, трубопроводы. Плавучие насосные станции могут быть самоходными и буксирными и могут при необходимости перемещаться вдоль берега, обслуживая несколько водопользователей, уменьшая затраты на прокладку напорных трубопроводов. При больших колебаниях горизонтов воды в водоисточнике они перемещаются по вертикали (в зависимости от изменения отметок уровней в водоисточнике), не требуя устройства дорогих фундаментов (при плохих грунтах основания), большой высоты здания станции и ограждающих перемычек при производстве работ.

Плавучие насосные станции можно отнести к категории насосных станций «камерного» типа с «сухой» камерой. Схема и состав гидротехнического узла машинного водоподъема с плавучей насосной станцией представлены на рисунке 164, а конструктивное оформление узла приведено на рисунке 165. Береговая опора *5* представляет собой часть водовыпуска. Соединительный трубопровод плавучий, расположен на отдельных парных понтонах, секции его соединены гибкими резиновыми шлангами. Схема этого гидроузла напоминает схему гидроузла, приведенную на рисунке 140, *в*.

На построенных и введенных в последнее время в эксплуатацию плавучих насосных станциях напорные трубопроводы, называемые соединительными, имеют шарнирные соединения, которые получают сейчас преимущественное распространение как наиболее экономичные (рис. 166). Понтоны станций металлические. Плавучие насосные станции, применяемые вместо стационарных для дождевальных установок и небольших оросительных систем типа СПНС (самоходная плавучая насосная станция), представляют собой небольшие понтоны, на которых смонтированы насосные агрегаты. Такие насосные станции обладают большой маневренностью, благодаря чему их широко применяют при орошении овощных культур, площади которых располагаются по берегам рек.

Насосные станции СПНС, оборудованные салазками, становятся универсальными в отношении передвижения: самоходны на воде, могут перевозиться на автомашинах и платформах и буксироваться на суше тракторами. Для транспорта СПНС, спуска их в водоисточник и выемки из него целесообразно устраивать специальные (отдельные) салазки или тележки.

Большое распространение в орошении, особенно для полива дождеванием, получили передвижные насосные установки наземного типа — самоходные, а также перемещаемые на тракторе или автомобиле. Эти установки размещают на тракторе, тележках или салазках. На тракторе может быть смонтирован дождевальный агрегат, включающий насос и дождевальный аппарат, приводимые в действие и перемещаемые трактором (ДДА-100М и др.). Есть установки, смонтированные на автомашинах. Установки на тележках или салазках могут приводиться в действие от постоянно установленного двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя, а также от трактора через карданный вал. Трактор в этом случае перемещает установку к месту работы и обратно, а в неполивной период его можно использовать на других работах.

Расход воды, подаваемый передвижными насосными установками, не превышает обычно 150÷200 *л/сек*.

Практика показала, что в большинстве случаев передвижные установки, за исключением дождевальных машин, в течение оросительного периода не перемещаются. Поэтому их более правильно называть не передвижными, а съемными сезонными установками, которые на зиму убирают в ангары для хранения сельскохозяйственных и других машин. Такие установки не следует устраивать на колесном ходу. Это увеличивает их вес, стоимость и может затруднять транспортировку к месту

работы. Чем проще и легче такая установка, тем она надежнее в работе, дешевле и транспортабельнее. Централизованное изготовление таких насосных установок на заводе, безусловно, обеспечивает лучшее их качество и меньшую стоимость. Производительность их при благоприятных местных условиях и надлежащем технико-экономическом обосновании может быть и увеличена. Такие установки не требуют капитальных зданий станций.

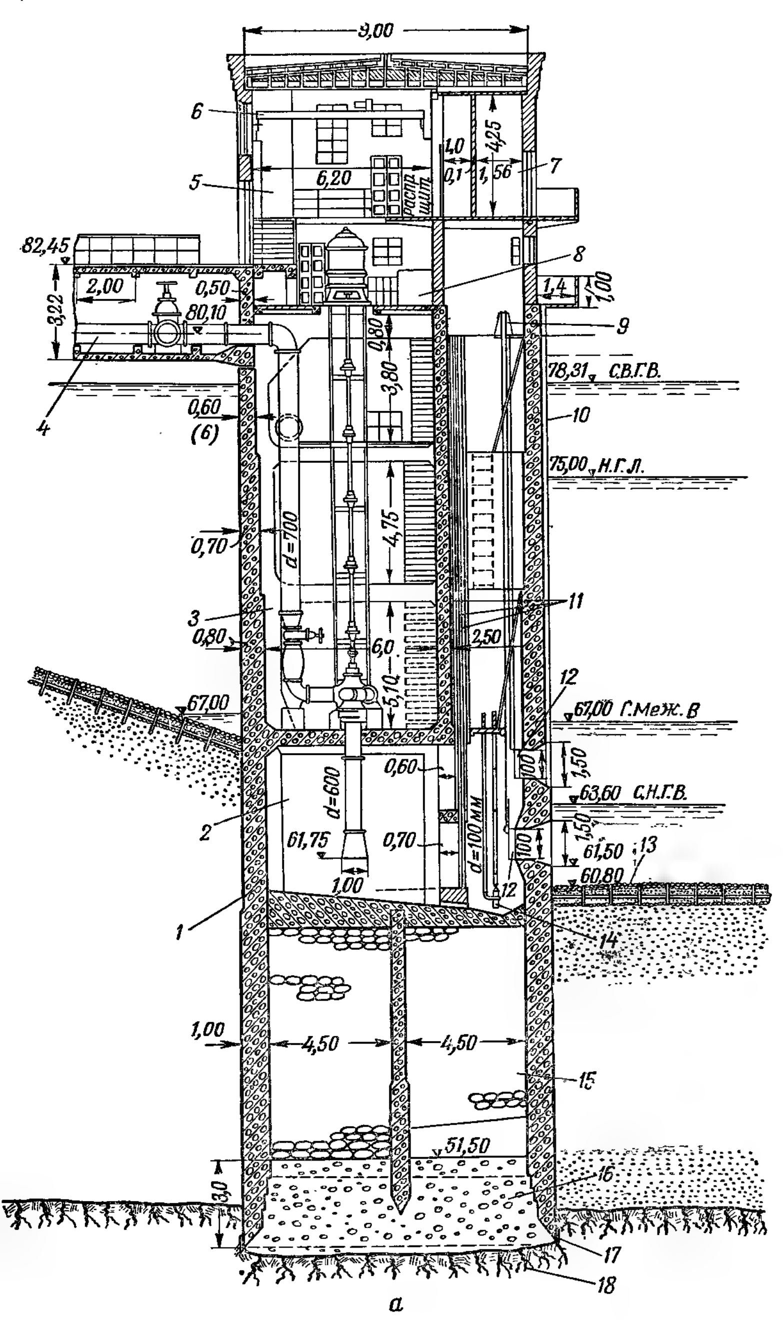
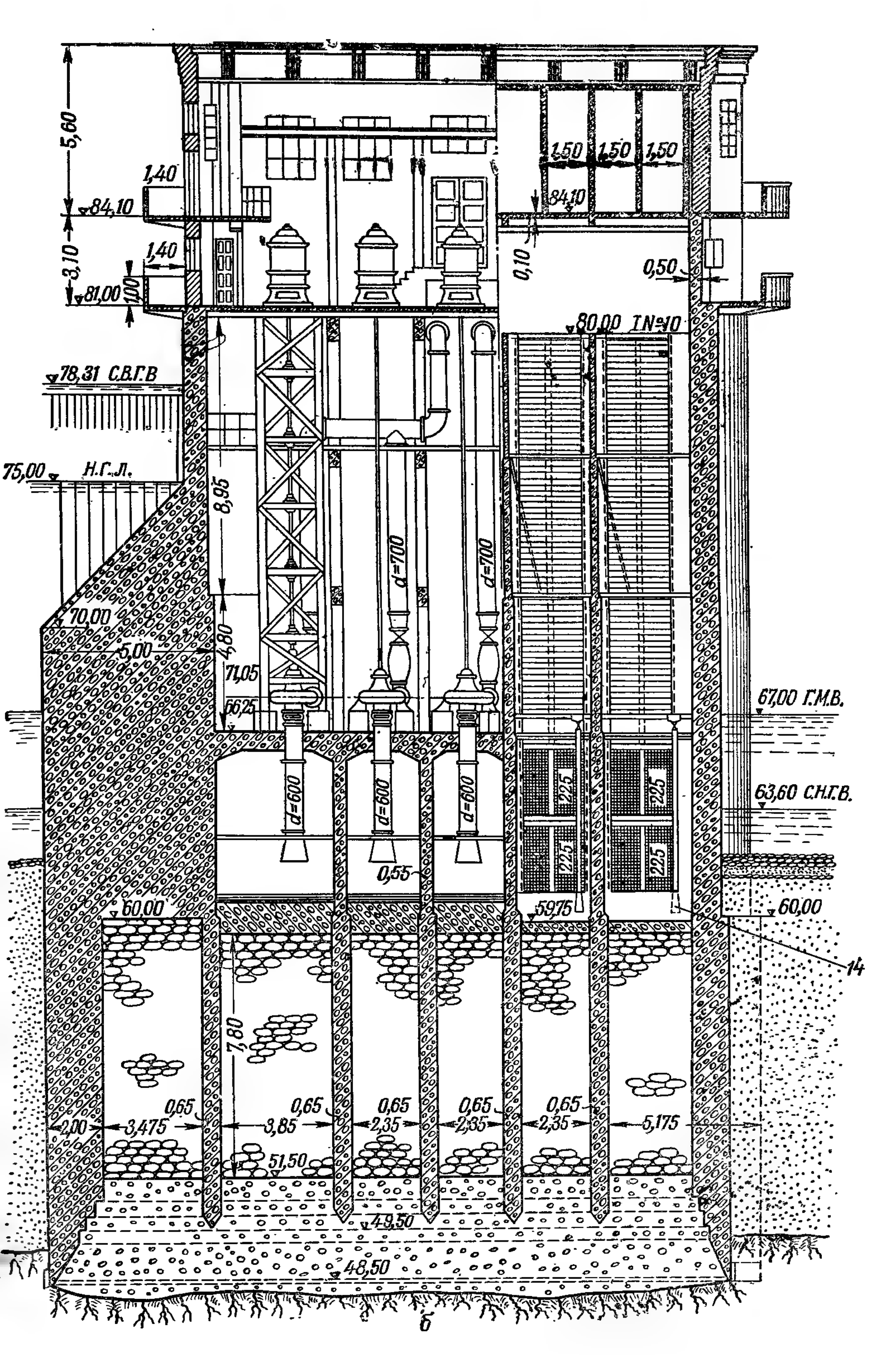


Рис. 162. Поперечный (*а*) и продольный (*б*) разрез здания насосной станции «камерно-

1 — водозаборное устройство; 2 — «мокрая» камера всасывающих труб; 3 — «сухое» насосное поме
5 — электромашинный зал; 6 — кран грузоподъемностью 5 т; 7 — помещение электрооборудования;
11 — пазы мелких съемных сеток; 12 — дроссельные затворы; 13 — крепление — хворостяной тюфяк
бутовой кладкой насухо; 16 — днище бетонное; 17 — ме



го» типа с «мокрой» камерой и «незатопленным сухим» насосным помещением:

щение; *4* — напорный трубопровод (утепляемый), укладываемый на мосту в железобетонном коробе; *8* — пусковой реостат; *9* — колонка управления дроссельными затворами; *10* — пазы грубых решеток; с пригрузкой камнем; *14* — эжектор для удаления осадка и опорожнения камеры; *15* — заполнение таллический нож: *18* — основание — мергели песчаные.

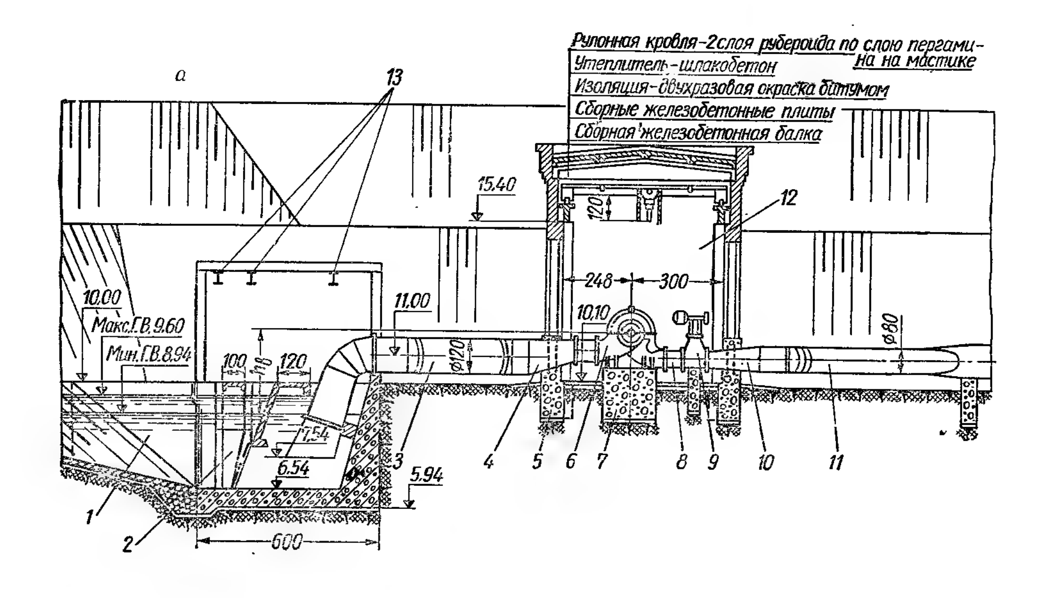


Рис. 163. Поперечный разрез (*а*) и план (*б*) насосной станции «незаглубленного» типа:

1 — аванкамера; *2* — водозаборное устройство; *3* — всасывающие стальные трубы на сварке; *4* — конус с ребордами для заделки в стену; *5* — ленточный фундамент; *6* — центробежный иасос; *7* — фундамент насосного агрегата; *8* — монтажная вставка; *9* — задвижка с электроприводом; *10* — конус с ребордами для заделки в стену; *11* — напорные стальные трубопроводы; *12* — здание насосной станции с пилястрами; *13* — монорельсы из двутавра для тельфера; *14, 15, 16, 17, 18* — номера различных осей сооружений и оборудования узла; *С* и *С'* — точки поворота осей всасывающих труб насосов.

Рис. 164. Схема гидротехнического узла машинного водоподъема с плавучей насосной станцией:

1 — водоисточник — река (водохранилище, озеро); *2* и *3* — плавучая насосная станция (водозабор и насосная станция совмещены); *4* — соединительный трубопровод; *5* — береговая опора; *6* — водовыпуск; *7* — машинный канал.

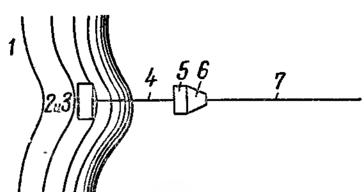


Рис. 165. Плавучая насосная станция (разрез вдоль трассы водоводов) и план узла ее:

8 — сваи направляющих для укладки понтонов плавучего трубопровода при минимальных горизонтах воды. Остальные обозначения те же, что на рисунке 164.

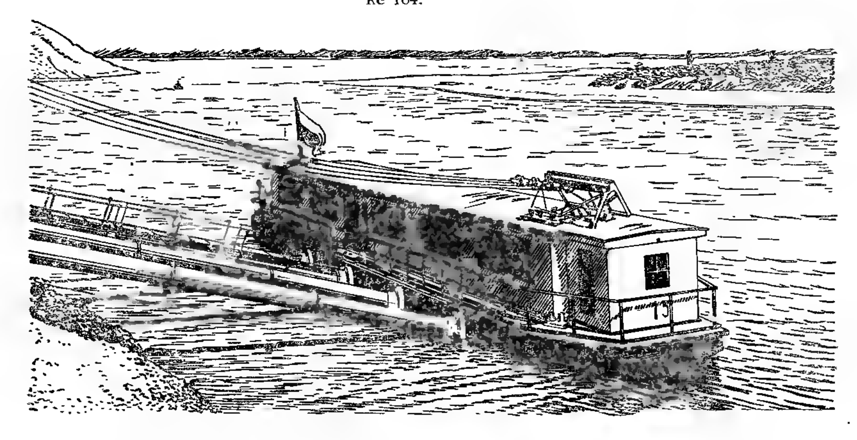


Рис. 166. Плавучая насосная станция. Соединительные трубопроводы с шарнирными соединениями.

Есть еще передвижные насосные установки, перемещаемые вдоль откоса берега, их применяют при больших колебаниях горизонтов воды в водоисточнике (см. рис. 249).

Если рассматривать расположение насосных станций по отношению к открытому водоисточнику, их можно разделить на следующие типы:

а) русловые, расположенные в самом русле реки, здания которых подвергаются частичному временному или постоянному затоплению при паводках; такие насосные станции обычно совмещены с водозабором (рис. 158);

б) береговые, располагаемые на берегу водоисточника (реки, водохранилища, озера); такие насосные станции могут быть совмещены с водоприемником или расположены раздельно от него; в первом случае здания насосных станций затапливаются при высоких горизонтах источника водоснабжения, во втором — здания станций располагаются на некотором расстоянии от берега и не затапливаются (рис. 159).

Здание насосной станции может быть заглублено в землю или расположено на поверхности земли. Часто такие насосные станции делят на заглубленные и поверхностные. В зависимости от конструкции здания заглубленные насосные станции могут быть «блочного» или «камерного» типа, а поверхностные — «незаглубленного» типа (рис. 163).

Встречаются насосные станции, которые забирают воду из подземных резервуаров. Они также бывают заглубленные или поверхностные. К ним относятся насосные станции II подъема или насосные станции для захвата подземных вод. Станции могут быть расположены ниже уровня воды в реке и размещаться в теле плотины.

В последнее время для уменьшения объема строительных работ и где это позволяют климатические и эксплуатационные условия стали сооружать здания насосных станций без верхних надстроек. При этом оборудование может быть открытым или закрытым. В последнем случае насосы, двигатели и вспомогательное оборудование размещаются в помещениях (шахтах), располагаясь ниже максимальных горизонтов воды. Здания насосных станций и сооружения узла могут быть выполнены из сборных элементов и несборными. Работа насосных станций может быть сезонной и круглогодовой. В зависимости от этого конструктивные решения элементов узла будут различны.

Особое место занимают гидроаккумулирующие электрические станции (ГАЭС) и насосоаккумулирующие электрические станции (НАЭС). Эти станции предназначены для использования энергии в провалах графика нагрузки и отдачи энергии при пиках ее в системе. Это дает возможность выровнять работу агрегатов тепловых электростанций и уменьшить затраты по содержанию горячего резерва на них.

При уменьшении нагрузки в энергосистеме включаются агрегаты (насосы) аккумулирующих станций и накачивают воду в верхний аккумулирующий бассейн. При пиковой нагрузке в системе включаются агрегаты (гидротурбины) гидроаккумулирующих станций. ГАЭС выполняют чисто энергетическую роль. НАЭС строят на оросительных системах; они должны в провалах графика нагрузки создать запас воды в верхнем резервуаре не только для покрытия пика нагрузки, но и для нужд орошения. Оборудование ГАЭС и НАЭС бывает трех типов: а) машины обратимого типа (насосо-турбины и мотор-генераторы), то есть работающие в насосно-турбинных режимах; б) необратимые, когда монтируют отдельно турбинные и насосные установки; в) строенное оборудование, когда на одном валу располагаются мотор-генератор, турбина и насос. Обратимые машины следует считать наиболее перспективными и экономичными. В СССР осуществлено строительство Киевской ГАЭС (мощность 200 *мвт*). За границей (Швейцария, США и др.) эксплуатация ГАЭС в определенных условиях показала их техническую и экономическую целесообразность.

Глава седьмая. ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЕ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

Разнообразие условий работы насосных установок и станций в сельском хозяйстве требует различного оборудования.

В § 1 и 2 главы первой были указаны типы насосов и аппаратов, которые могут применяться в условиях сельского хозяйства. Там же была приведена классификация насосных установок и станций по цели их назначения.

В каждой насосной станции имеется гидромеханическое и энергетическое оборудование, а каждое из них еще делится на основное и вспомогательное.

Гидромеханическое оборудование включает: а) основные, или главные, насосы, в задачу которых входит полное обеспечение водой потребителя, согласно графику водоподачи; б) всасывающие, или подводящие, напорные и их переключающие трубопроводы, фасонные части трубопроводов; в) устанавливаемые на трубопроводах регулировочные, переключающие, аварийные затворы (задвижки, дроссели и пр.); г) контрольно-измерительную аппаратуру (водомеры и пр.); д) предохранительную аппаратуру (предохранительные клапаны, обратные клапаны); е) вспомогательное гидромеханическое оборудование — вспомогательные насосы (например, вакуум-насосы для запуска главных насосов); осушительные и грязевые насосы для удаления жидкости и грязи из различных сооружений и помещений насосной станции; трубопроводы и их фасонные части, задвижки, клапаны и др. для вспомогательных насосов; противопожарные насосы и относящееся к ним оборудование (трубы, задвижки и пр.) для нужд насосной станции и примыкающих к ней служебных и хозяйственных помещений.

Энергетическое оборудование включает: а) двигатели для главных насосов; б) двигатели для вспомогательных и противопожарных насосов, а также для управления различными затворами; в) двигатели или аппараты для получения постоянного тока, необходимого для автоматики привода; г) вспомогательные генераторы, например для освещения насосной станции при отсутствии основного электропитания; д) пусковую и другую аппаратуру двигателей.

Кроме того, в насосных станциях в зависимости от типа двигателей для главных насосов устанавливают особое оборудование: для привода насоса от двигателя; для водоснабжения и топливоснабжения тепловых двигателей; для распределительного устройства и понизительной подстанции, пульта управления, панелей автоматики и дистанционного управления в электрифицированных насосных станциях.

В больших насосных станциях устраивают централизованное масляное хозяйство, в которое входят масляные насосы, маслопроводы, баки, устройства для очистки масла.

В насосных станциях устраивают вентиляцию, а в станциях, работающих круглый год, устанавливают отопительную аппаратуру.

Для монтажа и демонтажа оборудования насосной станции устанавливают постоянные или временные устройства: краны, кошки и пр.

В зависимости от типа основных двигателей для привода главных насосов насосные станции бывают: нефтемоторные, с паровыми двигателями, электронасосные, газогенераторные, ветронасосные.

По способу управления насосами и электродвигателями насосные станции бывают: неавтоматические, то есть с местным децентрализованным управлением; с полуавтоматическим управлением; автоматические, которые могут быть и полностью автоматизированными с дистанционным или телемеханическим управлением.

В неавтоматических насосных станциях управление агрегатами осуществляется вручную обслуживающим персоналом. В автоматических насосных станциях процессы пуска, остановки агрегатов, а также операции регулирования работы и защиты агрегатов автоматизированы.

На полностью автоматизированных станциях нет обслуживающего персонала и все управление осуществляется автоматически, при помощи соответствующих реле, без участия человека. Такие насосные станции применяют в осушительных системах для перекачки. Работа их связана с частыми перерывами и требует специальной аппаратуры для пуска и остановки агрегатов.

Автоматические станции с дистанционным или телемеханическим управлением характеризуются тем, что часть операций по управлению и регулированию насосных установок выполняется из одного места (с диспетчерского пункта) по специальным проводам связи. Если диспетчерский пункт находится в здании автоматической насосной станции или вблизи нее, то такое управление называется дистанционным. Телеуправление станцией ведется на значительном расстоянии (иногда за десятки километров).

Полуавтоматические насосные станции характеризуются тем, что пуск в ход и нормальная остановка агрегатов производятся вручную со щита или пульта управления насосной станцией, находящегося в здании, либо с диспетчерского пульта, расположенного в нескольких километрах от насосной станции; нормальная же работа, регулирование и защита от аварий производятся автоматически.

§ 2. ВЫБОР ТИПА НАСОСА И ВЛИЯНИЕ ЕГО КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ НА КОНСТРУКЦИЮ ЗДАНИЙ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Мелиоративные насосные установки и станции могут иметь различную производительность — от самой малой, 1—2 *л/сек*, до 400 000 *л/сек* и выше, а также различные высоты подъема (от 1 до 80 *м* и выше).

Насосные станции для сельскохозяйственного водоснабжения также имеют различные напоры (от 10 до 250 *м*) и производительность (от 1 до 400 *л/сек*). Высокие напоры свойственны насосным станциям с глубоководными насосами. При захвате вод поверхностного стока напоры обычно бывают не свыше 100 *м*.

Благодаря таким широким диапазонам колебания производительности и напоров возможно применение самых различных водоподъемников, начиная от простейших водоподъемных устройств и кончая современными насосами.

К водоподъемнику предъявляют следующие требования:

1) он должен обладать высоким коэффициентом полезного действия; 2) быть более быстроходным, что уменьшает габариты насоса и двигателя, снижает стоимость их и уменьшает габариты здания; 3) иметь хорошие эксплуатационные качества (легкость монтажа и демонтажа, уравновешенность осевых усилий, надежные подшипники и надлежащее

уплотнение сальников, если последние имеются); 4) быть устойчивым в отношении кавитации при гарантированной заводом высоте всасывания; 5) материал отдельных деталей водоподъемника должен противостоять в случае необходимости действию агрессивных вод; 6) конструкция его должна обеспечивать компактность здания станции; 7) желательно, чтобы он был освоен промышленностью. Если расчетами обоснована экономическая и техническая целесообразность применения нового насоса, следует его применить с учетом времени и затрат на его освоение.

В этом разделе мы коснемся лишь лопастных насосов — центробежных и пропеллерных, вопрос же о других водоподъемниках будет освещен при изложении специфических особенностей различных насосных станций — мелиоративных, сельскохозяйственного водоснабжения и пр. При устройстве мелиоративных насосных станций большой производительности с расходом свыше 10 *м³/сек* и насосах с подачей свыше 2 *м³/сек* следует отдавать предпочтение вертикальным насосам и электродвигателям перед горизонтальными, так как при этом: 1) уменьшается площадь здания станции, что сокращает капитальные затраты по зданию, особенно при значительном колебании горизонтов воды в водоисточнике и в связи с этим большой высоте здания; 2) вертикальный насос может быть установлен ниже минимального уровня воды в водоисточнике значительно проще и дешевле, чем горизонтальный. Его пуск будет осуществляться без зарядки вакуум-насосом, что упрощает схему автоматики. Заглубление насоса (устройство отрицательной высоты всасывания) может быть и обязательным, что, как мы видели ранее, зависит от его кавитационных свойств и характерно для насосов большой производительности и малого напора; 3) имеется возможность устанавливать отметку пола электромашинного зала на необходимой высоте. Это при колебании горизонтов воды в водоисточнике дает возможность располагать электродвигатели в сухом помещении. При горизонтальных насосных агрегатах установка крупных электродвигателей в сыром подвальном помещении нерациональна, так как противосыростная изоляция значительно повышает стоимость электродвигателей, необходима более сложная система вентиляции и тщательная осушка помещения, где установлены насосные агрегаты; 4) при аварии с трубопроводами в насосном помещении в станциях с вертикальным оборудованием меньше вероятность затопления силового оборудования.

Конструкция насосного помещения и основания здания насосной станции зависит: 1) от типа насоса — вертикального или горизонтального; 2) от условия подвода воды к входному патрубку насоса и условий отвода воды от него; 3) от гидрологии водоисточника; 4) от свойств грунта основания в месте расположения насосной станции и уровней стояния грунтовых вод.

Условия подвода воды к насосу зависят от его конструкции. При рассмотрении конструкции насосов была выяснено, что вертикальные центробежные насосы типа *В* (рис. 21) и вертикальные осевые (пропеллерные) насосы О и ОП (рис. 33) имеют осевой вход воды, благодаря чему подвод воды к ним должен быть осуществлен снизу подводящей трубой, расположенной на полу насосного помещения (рис. 144) или расположенной в бетонном массиве — блоке. При этом труба может быть горизонтальной (рис. 142 и 174, *а*) или иметь изогнутую форму (рис. 157, 158, 159).

Вертикальные насосы типа Д не могут иметь подводящую трубу снизу; у них ось входного патрубка не совпадает с осью вала насоса, а перпендикулярна к нему, и подвод воды осуществляется сбоку (рис. 23), поэтому «блочный» тип конструкции здания станции в данном случае выбирать нельзя. Отвод воды от насоса типа В осуществляется по

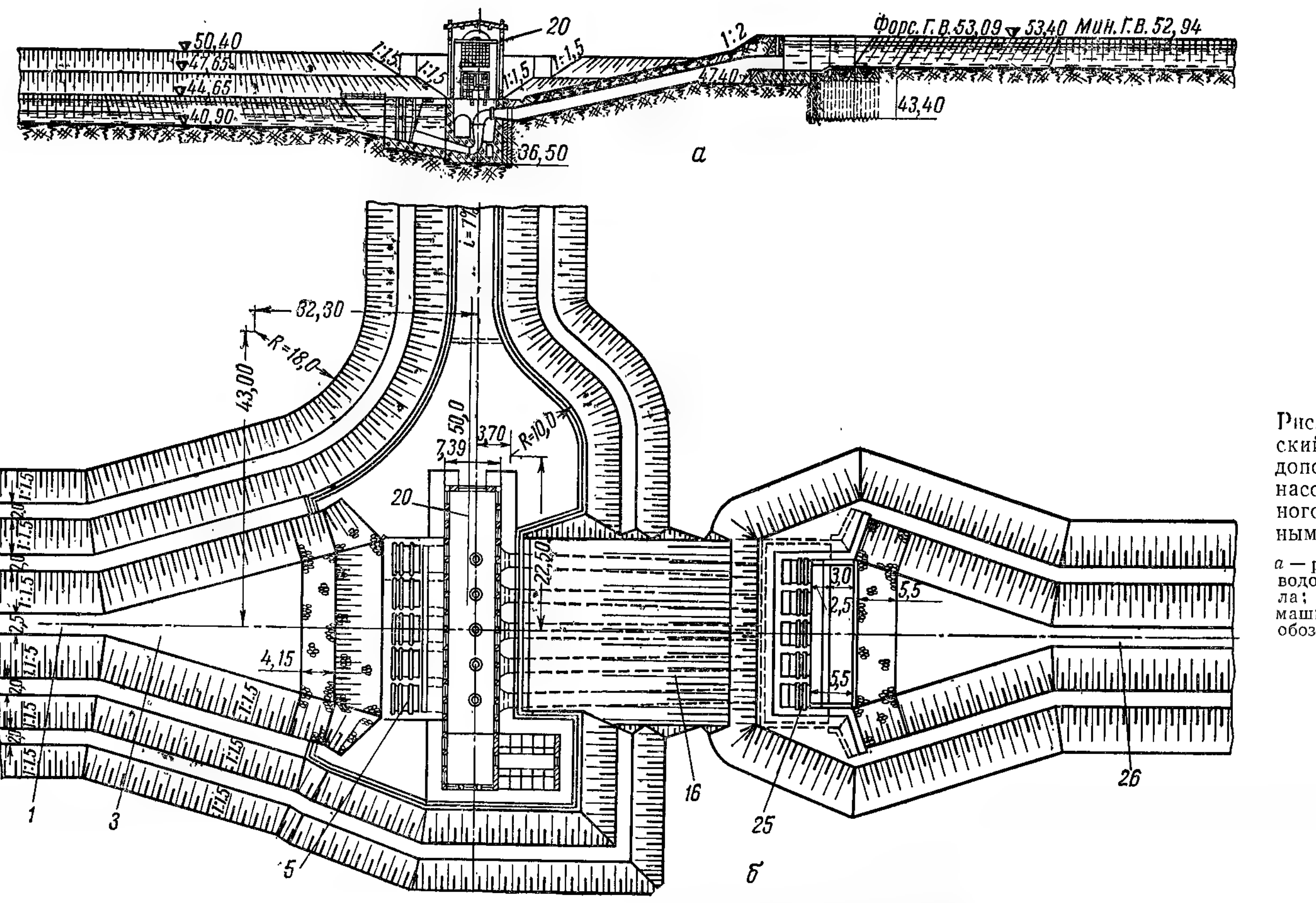


Рис. 167. Гидротехнический узел машинного водоподъема оросительной насосной станции «блочного» типа с вертикальными осевыми насосами:

а — разрез — профиль по оси водотока узла; *б* — план узла; *25* — водовыпуск; *26* — машинный канал. Остальные обозначения те же, что на рисунке 168.

спирали, поэтому напорные трубы с их арматурой размещают на полу насосного помещения. У вертикальных насосов типа О и ОП отвод воды осевой, переходящий в диффузор и колено, размещается вертикально и требует соответствующей высоты насосного помещения, что можно видеть на рисунках 157, 168.

Горизонтальные осевые насосы могут быть расположены в насосных станциях «блочного» типа в «сифонных» установках (рис. 5).

Здания насосных станций «камерного» типа с «сухой» камерой имеют в основании плиту, а трубы, подводящие воду к насосу, располагаются на полу насосного помещения. В «камерных» станциях с «сухой» камерой во всех случаях насосное помещение загромождается трубами и арматурой, что требует устройства переходных мостиков. Поэтому в практике проектирования крупных мелиоративных насосных станций применяют насос в зависимости от напора типа В или О и ОП и здания «блочного» типа.

В качестве примера опишем гидротехнический узел машинного водоподъема одной оросительной насосной станции (рис. 167), в которой установлено пять вертикальных осевых насосов типа О. Производительность насосной станции при форсированном расходе 17,5 *м³/сек*, таким образом, каждый насос имеет подачу 3,5 *м³/сек* и напор от 9 до 11 *м*. Как видно из рисунка, здание насосной станции «блочного» типа. Подводящая труба имеет криволинейную ось и переменное сечение: при входе прямоугольное и у входного патрубка насоса круглое. Более подробно здание насосной станции изображено на поперечном и продольном разрезах (рис. 168, *а*, *в*) и в плане (рис. 168, *б*). Из рисунка 167 можно видеть, что аванкамера насосной станции в плане имеет форму трапеции с основаниями 2,5 и 22,5 *м* и длиной 35 *м*; на расстоянии 5,85 *м* от входных бычков аванкамера имеет уклон 0,2 к входным отверстиям. Бычки сопрягаются с открылками — железобетонными контрфорсными стенками, расположенными под углом 45° к оси аванкамеры. Насосы заглублены под уровень воды на 2,9 *м* при самом низком горизонте воды в подводящем канале у здания насосной станции.

Насосы имеют осевой отвод воды от выправляющего аппарата диффузорного типа, переходящий в колено. Диффузорный патрубок коленом соединяется с коротким металлическим трубопроводом. Последний является соединительным звеном с примыкающим к зданию насосной станции напорным железобетонным трубопроводом диаметром 1,5 *м*, длиной 33 *м*. Так как напорный трубопровод короткий, то каждый из насосов подает воду в свой отдельный трубопровод. Вода из напорного трубопровода через водовыпускное отверстие поступает в водовыпуск, который обеспечивает плавное сопряжение потока воды, выходящего из напорного трубопровода, с потоком воды в магистральном оросительном канале.

На канале, недалеко от водовыпуска, запроектирован небольшой регулировочный резервуар с трехчасовым запасом воды на случай кратковременной остановки агрегатов насосной станции. Из регулировочного резервуара вода поступает в тот же магистральный канал. Насосное помещение разделено поперечными стенками, оси которых служат продолжением осей бычков примыкающего к зданию станции водозаборного устройства. В поперечных стенках устроены отверстия для сквозного прохода вдоль насосного помещения. Над насосным помещением на междуэтажном перекрытии в электромашинном зале установлены вертикальные электродвигатели. Для подъема наверх деталей насосов при ремонте в полу зала устроены люки.

Электромашинный зал представляет собой обычное промышленное помещение каркасного типа, выполненное из железобетонных рам с кирпичным заполнением стен между стойками В электромашинном зале запроектирован кран для производства монтажно-демонтажных

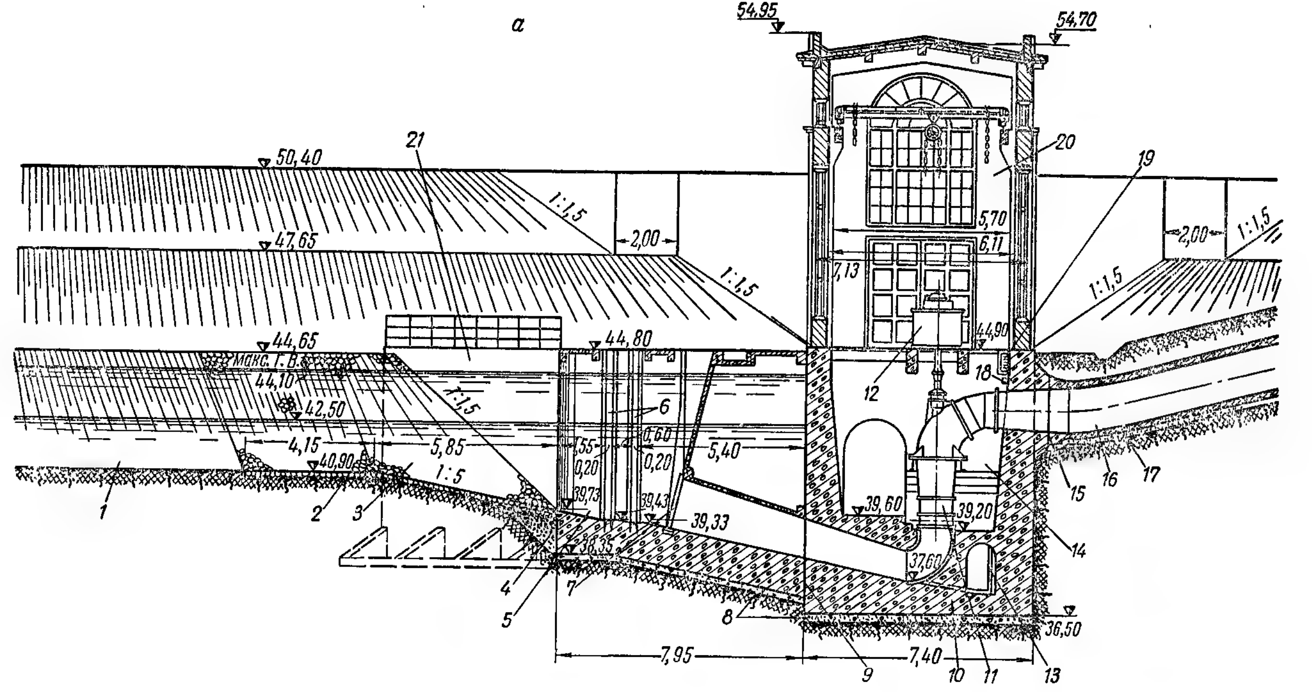


Рис. 168. Насосная станция «блочного» типа с вертикальными осевыми насосами:

а — поперечный разрез; *б* — план; *в* — продольный разрез; *1* — подводящий канал; *2* — мощение одиночное по песчано-гравийной подготовке; *3* — аванкамера; *4* — обратный фильтр; *5* — водозаборное устройство, совмещенное (примыкающее) с насосной станцией, но отделено от нее осадочным швом; *6* — пазы аварийно-рабочих затворов; *7* — сороудерживающая решетка; *8* — подготовка из тощего бетона 20 *см*; *9* — водонепроницаемый осадочный шов; *10* — железобетон; *11* — осевой вертикальный насос типа О ($Q=3{,}5$ *м³/сек*; $H=9-11$ *м*); *12* — электродвигатель; *13* — осушительная труба в дренажно-смотровой галерее; *14* — насосное помещение типа «сухой» камеры; *15* — водонепроницаемый осадочный шов, *16* — напорный железобетонный трубопровод (количество по числу насосов); *17* — щебенчатая подготовка с проливкой цементным раствором 15 *см*; *18* — пожарная труба; *19* — кабельный канал; *20* — машинный зал — надстройка каркасного типа (каркас монолитный железобетонный) с заполнением стен из кирпича; *21* — открылки для сопряжения водозаборного устройства с откосами канала, *22* — монтажная площадка; *23* — здание распредустройства; *24* — стеклянная перегородка.

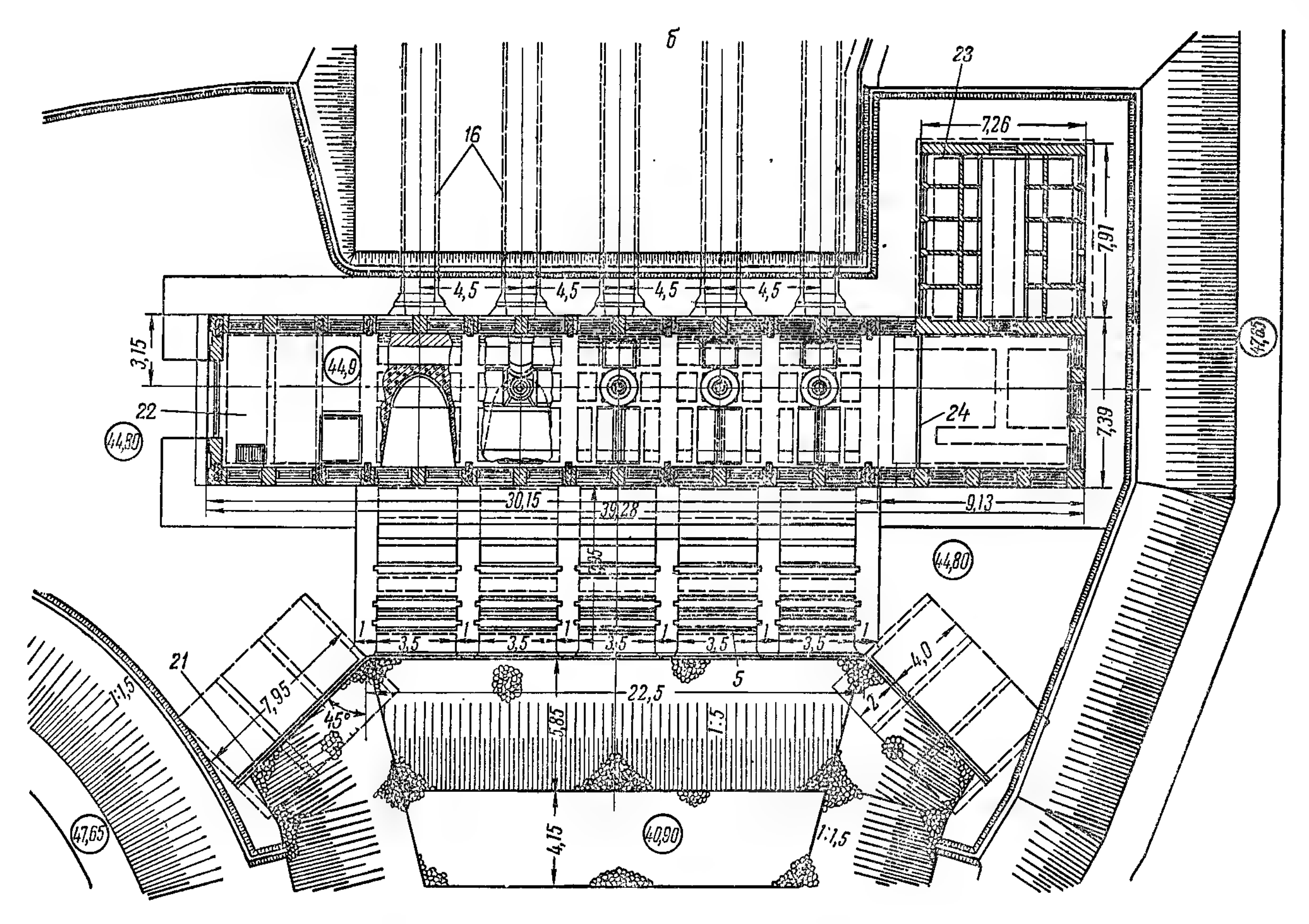

б
16
23
7,26
7,91
4,5
4,5
4,5
4,5
3,15
44,9
22
44,80
24
7,39
47,65
30,15
39,28
9,13
44,80
1
3,5
5
21
7,95
45°
22,5
5,85
1:5
1:1,5
4,0
2
4,15
40,90
47,65

Рис. 168, б.

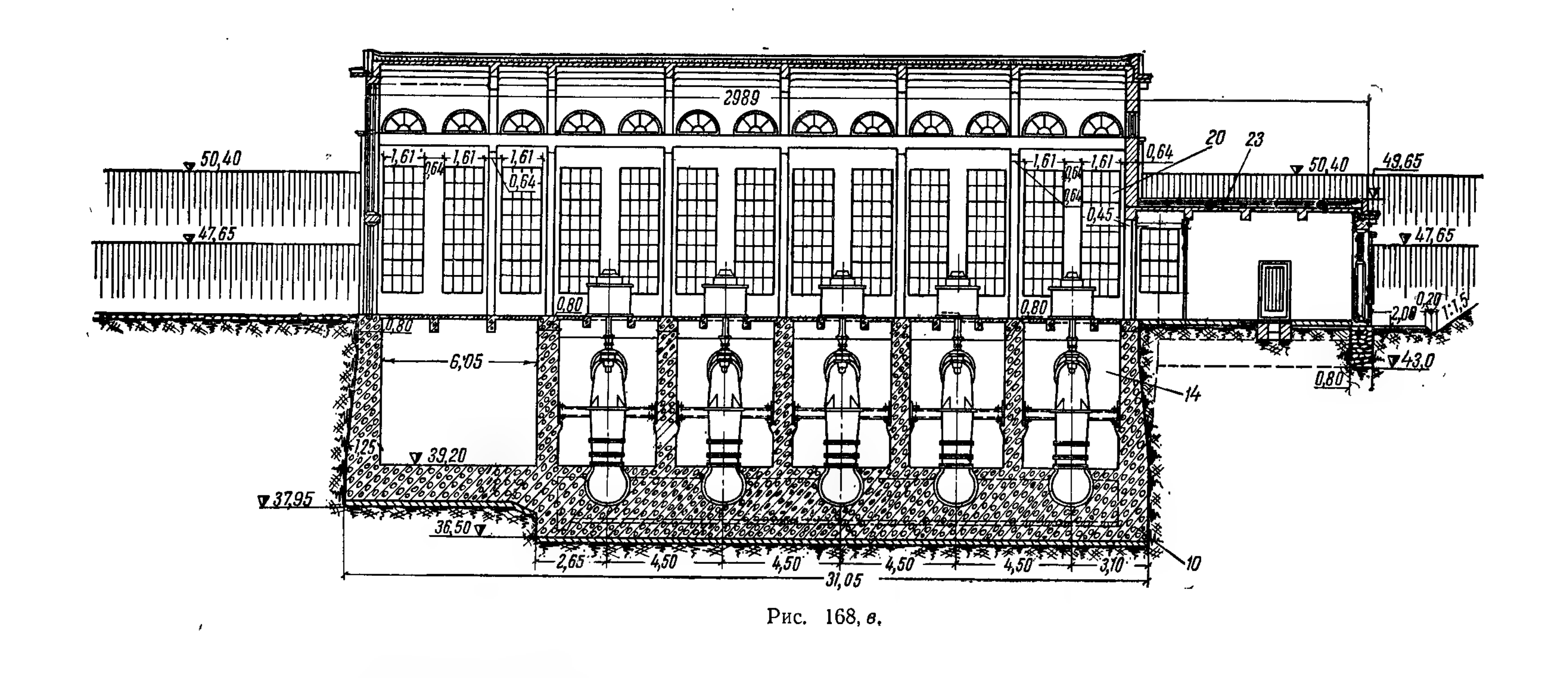

2989
50,40
47,65
1,61
0,64
0,80
6,05
1,25
39,20
37,95
36,50
20
23
0,45
49,65
0,20
2,00
1:1,5
43,0
14
10
2,65
4,50
3,10
31,05

Рис. 168, *в*.

работ и перемещения деталей оборудования на монтажную площадку и обратно. К зданию насосной станции примыкает одноэтажная пристройка для распределительного устройства. Размеры здания насосной станции по наружному обмеру в плане: длина 39,28 *м* и ширина 7,39 *м*. Пристройка для размешения аппаратуры распределительного устройства имеет длину 7,91 *м* и ширину 7,26 *м*. Высота насосного помещения 5,7 *м*, а здания электромашинного зала 10 *м*. Средняя высота блока основания 2,9 *м*. В блоке выполнены трубы, подводящие воду к насосу, с криволинейной осью и потерна. Насосное помещение заглублено в землю на 8,3 *м*.

На рисунке 157 была изображена насосная станция «блочного» типа с пятью насосными агрегатами. В настоящее время на станции установлено четыре агрегата с осевыми насосами ОП-250 (n_s =780 *об/мин*, Q=25,0 *м*^{3}*/сек* и H=8,5 *м*) и с синхронными электродвигателями мощностью по 3000 *квт* и скоростью вращения 214 *об/мин*. Подводная часть насосного здания представляет собой массив с размерами в плане 17,5×44,5 *м* и высотой 20 *м*. В ней размещены трубы, подводящие воду к насосам, отводы в виде диффузора и колена. Массив подводной части прорезан проходами сложной конфигурации для обслуживания оборудования и здания. В подводной части массива нет конструктивных швов, что при неоднородных грунтах основания здания насосной станции потребовало армирования бетонного блока пространственной арматурной сеткой со стержнями на расстоянии 80 *см* один от другого и с усилением арматуры по контуру.

Фундаменты под агрегаты приняты рамного типа и имеют в плане размеры 4,2×4,2 *м* между осями стоек. Конструкция фундаментов опирается на массив блока и поверху связана железобетонным перекрытием. Здание электромашинного зала каркасное (каркас металлический), стены с кирпичным заполнением, высота его около 18 *м*. Монтажная площадка выполнена как независимая от здания насосной станции конструкция и отделена от него сквозным осадочным швом.

В ГОСТ (4241—62 и 9366—60) приводятся рабочие параметры лопастных насосов, выпускаемых заводами СССР, которые можно применять для крупных насосных станций: центробежные вертикальные типа В с ω_s =12, 16, 22, и осевые вертикальные типа О и ОП, охватывающие диапазон производительности от 1,0 до 15 *м*^{3}*/сек* и напоров от 3,0 до 100 *м*. В настоящее время осваиваются насосы ОП10-260 ОП11-260 производительностью 40 *м*^{3}*/сек* и напором 26 и 20 *м*.

На рисунке 169 приведен разрез насосной станции «блочного» типа с вертикальными центробежными насосами.

При выборе типа насосной станции нужно иметь в виду следующее.

1. Здания насосных станций «блочного» типа следует применять с насосами типа В или О и ОП производительностью Q>2÷3 *м*^{3}*/сек*.

2. «Блочный» тип здания насосной станции следует принимать с осевыми насосами О и ОП-87 и более.

3. Насосы типа О-70 и менее можно устанавливать в насосной станции «камерного» типа с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом (рис. 161), а лучше в насосной станции «блочного» типа с горизонтальной подводящей трубой (см. рис. 174, *а*).

4. Насос типа 28В-12 следует устанавливать в насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой.

5. Окончательный выбор типа здания для определенного насоса в случае, когда возможны различные решения, обосновывается технико-экономическим сопоставлением ряда технически целесообразных вариантов с учетом местных условий: колебания горизонтов воды в водоисточнике, геологических условий территории расположения насосной

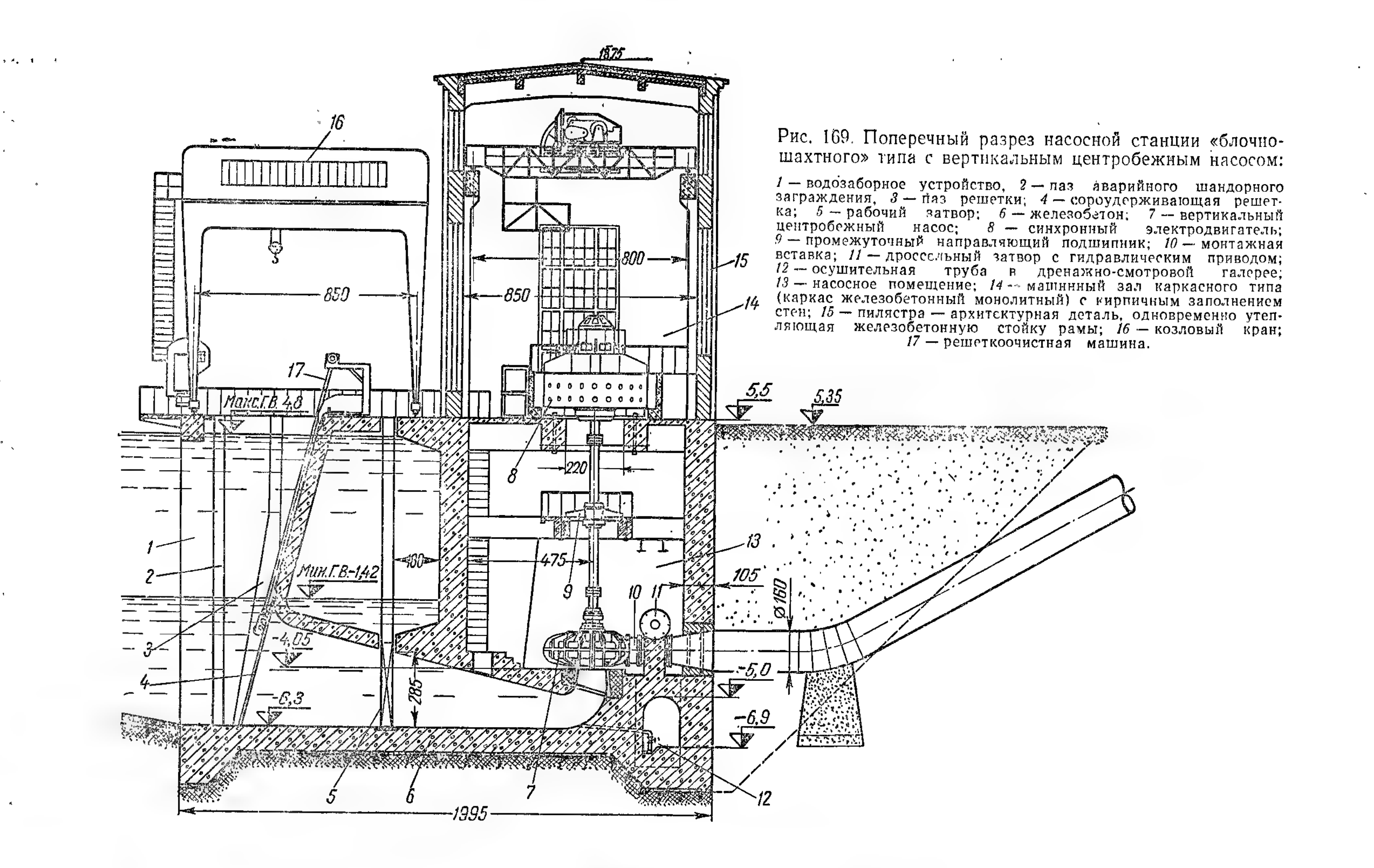


Рис. 169. Поперечный разрез насосной станции «блочно-шахтного» типа с вертикальным центробежным насосом:

1 — водозаборное устройство, *2* — паз аварийного шандорного заграждения, *3* — паз решетки; *4* — сороудерживающая решетка; *5* — рабочий затвор; *6* — железобетон; *7* — вертикальный центробежный насос; *8* — синхронный электродвигатель; *9* — промежуточный направляющий подшипник; *10* — монтажная вставка; *11* — дроссельный затвор с гидравлическим приводом; *12* — осушительная труба в дренажно-смотровой галерее; *13* — насосное помещение; *14* — машинный зал каркасного типа (каркас железобетонный монолитный) с кирпичным заполнением стен; *15* — пилястра — архитектурная деталь, одновременно утепляющая железобетонную стойку рамы; *16* — козловый кран; *17* — решеткоочистная машина.

станции и сооружений узла и т. д. Это условие обязательно для станций любой производительности и назначения.

Здания насосной станции средней производительности с подачей от 1 до 10 *м³/сек* можно принимать различных конструкций. Так, здания стационарных насосных станций могут быть: а) «блочного» типа с вертикальными насосами типа В, О и ОП; б) «камерного» типа с «сухой» камерой с горизонтальными насосами типа Д, горизонтальными осевыми типа О и ОП, вертикальными типа В, передвижными плавучими с горизонтальными насосами типа Д, О и ОП; в) «камерного» типа с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением с вертикальными насосами типа В (рис. 162) и горизонтальным типа Д. Можно также принимать здания стационарной насосной станции «незаглубленного» типа с горизонтальными насосами типа Д (рис. 163).

Рассмотрим пример насосной станции «шахтно-камерного» типа с насосами типа ДВ индивидуального исполнения (рис. 170). На этой оросительной насосной станции установлены четыре насоса типа ДВ производительностью 2,3 *м³/сек* и напором 39 *м*. Установленная производительность насосной станции 9,2 *м³/сек*. От водозаборного сооружения, расположенного на берегу крупной реки, которая несет большое количество наносов и имеет значительные колебания горизонтов, вода на расстояние 100 *м* подводится самотечной галереей к зданию насосной станции. Самотечная галерея состоит из двухочковой трубы с квадратным сечением очка 1,9×1,9 *м*. При подходе к насосной станции труба разветвляется на две, примыкающие к зданию на расстоянии 8 *м* друг от друга. Внутри станции трубы соединяются с коллектором диаметром 1,5 *м*, из которого вода подводится к каждому насосу отдельной трубой. Напорные стальные трубы насосов соединяются с напорным коллектором диаметром 1,5 *м*, откуда вода по двум стальным трубопроводам диаметром 1,5 *м* поднимается вверх и выходит из здания станции. Металлический напорный трубопровод переходит в две нитки железобетонных трубопроводов с внутренним диаметром 2 *м*.

Насосное помещение представляет собой заглубленную камеру высотой 8,65 *м* с наружными размерами в плане 13,5×24,4 *м*. Стены насосного помещения имеют толщину вверху 1,0 *м*, а внизу 1,5 *м*. Толщина плиты основания насосного помещения 1,75 *м*. Материал стен и плиты основания камеры — железобетон.

Выше было отмечено (см. § 1, гл. II), что насосы марки ДВ сняты с производства. Однако есть станции, оборудованные ими; поэтому мы приводим пример станции с насосами ДВ, тем более что переход к насосам марки В принципиально не изменит конструкцию здания и компоновку внутристанционных коммуникаций. При той же отметке оси насоса снизятся отметки днища здания и осей подводящих труб (см. рис. 144). Если снижение отметок подводящей железобетонной галереи на всей длине нежелательно, то сопряжение с внутристанционными коммуникациями осуществляют только на конечном участке, около станции (см. рис. 142).

Электромашинный зал представляет собой производственное помещение, в котором расположены четыре вертикальных синхронных электродвигателя мощностью по 1300 *квт*, со скоростью вращения 750 *об/мин*. В зале смонтирован передвижной кран.

Подводящие и напорные коммуникации трубопроводов внутри станции имеют сложную схему, которая применяется в ответственных насосных станциях для целей водоснабжения, с высоким коэффициентом обеспечения водоподачи. Такие сложные и дорогие схемы коммуникаций внутристанционных трубопроводов, вызывающих еще и увеличение размеров и стоимости здания, для насосных станций мелиоративного назначения применять не рекомендуется (подробно об этом см. § 6

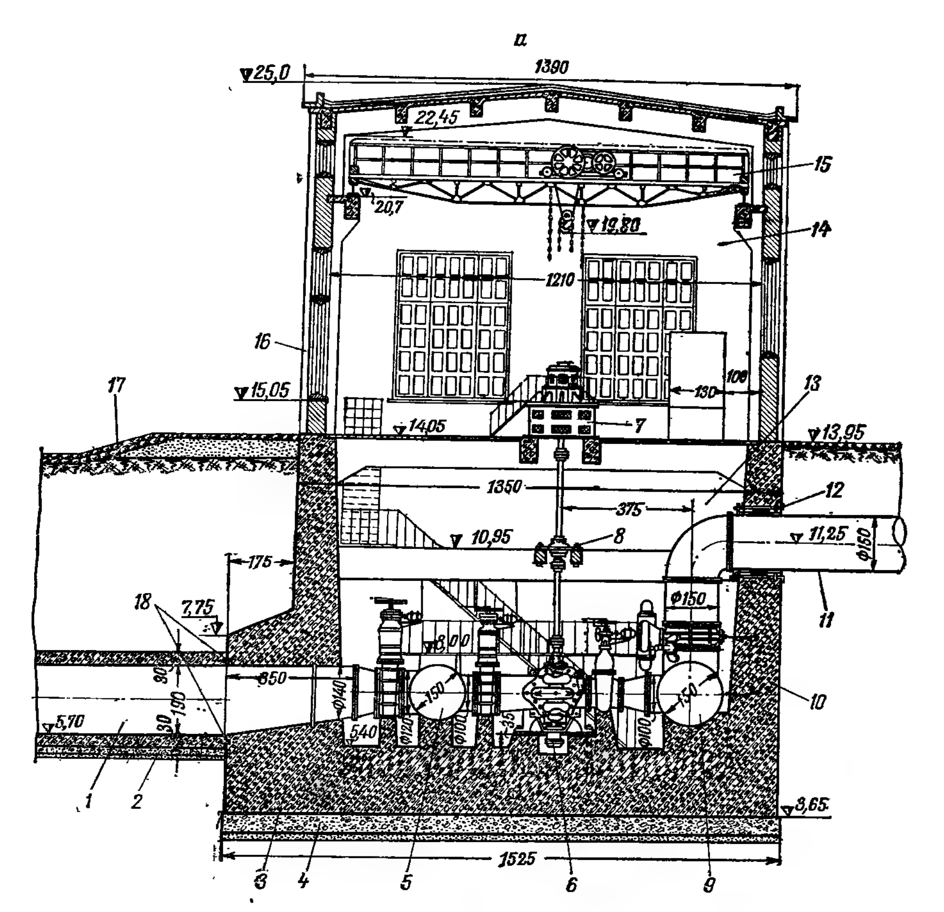


Рис. 170. Поперечный разрез (*а*) и план (*б*) насосной станции «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой с вертикальными насосами типа Д:

1 — подводящая самотечная железобетонная галерея; *2* — подготовка из тощего бетона 20 *см*; *3* — железобетон; *4* — подготовка из тощего бетона 50 *см*; *5* — коллектор подводящих труб; *6* — насос типа ДВ (Q=2,3 *м*³/*сек*, H=39 *м*); *7* — синхронный электродвигатель (N=1300 *квт*, n=750 *об/мин*); *8* — промежуточный направляющий подшипник; *9* — напорный коллектор; *10* — гидроизоляция; *11*—напорный стальной трубопровод с рулонной изоляцией; *12* — сальниковое уплотнение прохода трубопровода; *13* — насосное помещение — «сухая» камера «шахтного» типа; *14* — электромашинный зал — надстройка каркасного типа (каркас монолитный железобетонный) с кирпичным заполнением стен; *15* — мостовой кран; *16* — кирпичные пилястры; *17* — двойная мостовая; *18* — водонепроницаемый шов с уплотнением гудронными шпонками; *19* — люки; *20* — монтажная площадка.

настоящей главы). На рисунке 171 приводится расположенная на берегу насосная станция «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой, совмещенная с водозаборным устройством, оборудованная вертикальными насосами типа ДВ. Здесь каждый насос имеет свою подводящую трубу, здание станции более компактно, хотя и устраивается напорный коллектор.

Для станций мелиоративного назначения следует рекомендовать как основную бесколлекторную схему соединения внутристанционных трубопроводов (см. рис. 142, 144, 169). К насосной станции, приведенной на рисунке 142, вода подводится четырехочковой подводящей трубой, то есть отдельно к каждому насосу, а не двумя трубами при четырех насосах, как показано на рисунке 170.

Мелиоративные насосные станции малой производительности с подачей меньше 1 *м*³/*сек* в зависимости от расхода и напора можно проектировать с различными стандартными насосами. В общем случае могут быть приняты горизонтальные насосы типа К, Д и О. В некоторых случаях применяют вертикальные насосы

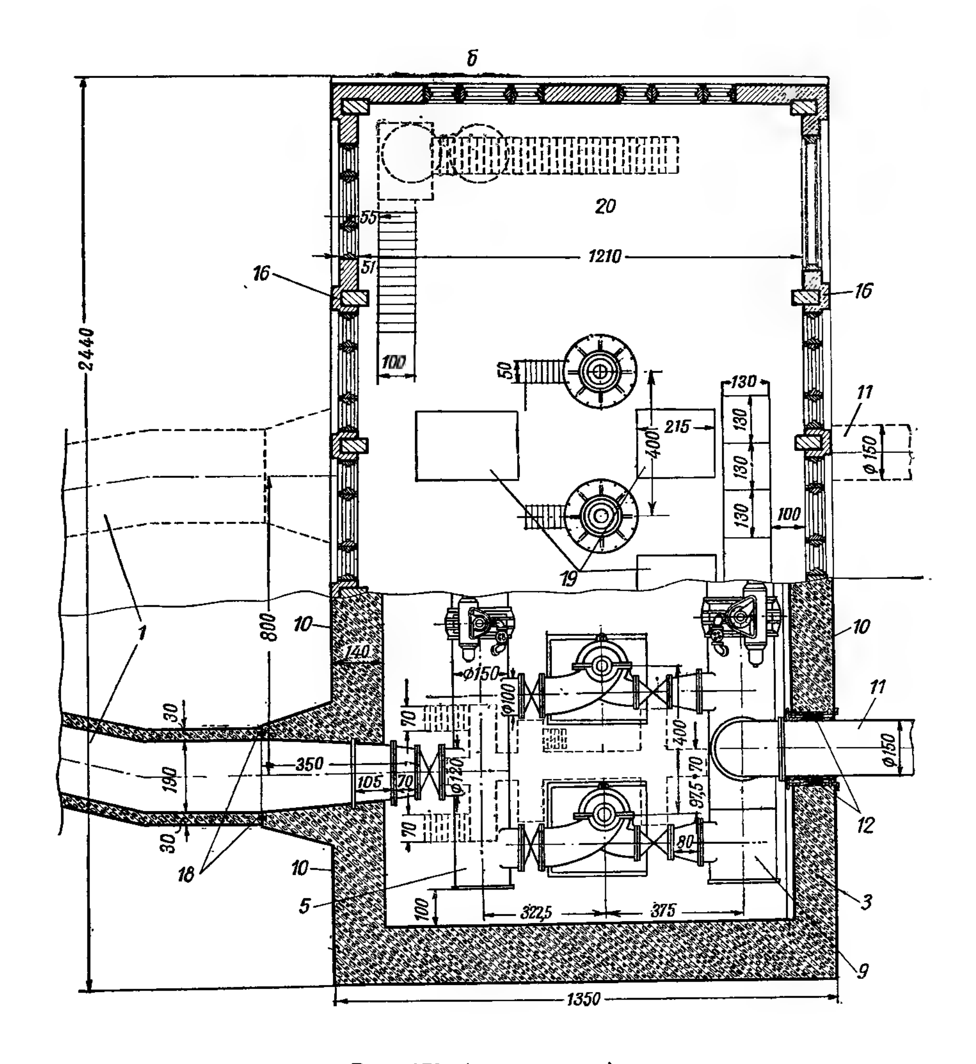


Рис. 170 (продолжение).

типа О и В. В соответствии с этим принимают также типы и конструкции здания насосных станций: «камерный» или «шахтно-камерный»: «камерный» с «мокрой» камерой и с «затопленным» насосом; «камерный» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением; «незаглубленный» и передвижной (наземные и плавучие станции).

При напорах до 10 *м* и подаче насосной станции до 1 *м*^{3}/*сек* можно принимать также горизонтальные осевые насосы. Например, при диаметре рабочего колеса около 400 *мм* возможна установка насосов на свайном основании (рис. 172). Легкость и простота конструкции такой сезонной насосной станции, удобное расположение электродвигателя (непосредственно на трубе насоса) дают возможность применять ее на небольших мелиоративных установках. На рисунке 1 была показана насосная установка с насосом К для орошения небольшого участка. Насос и двигатель установлены на раме. Подобные сезонные насосные установки на зиму убирают. Они имеют весьма облегченное покрытие над оборудованием в виде навеса или колпака, их можно отнести по конструкции сооружений узла к насосным установкам облегченного (временного) типа.

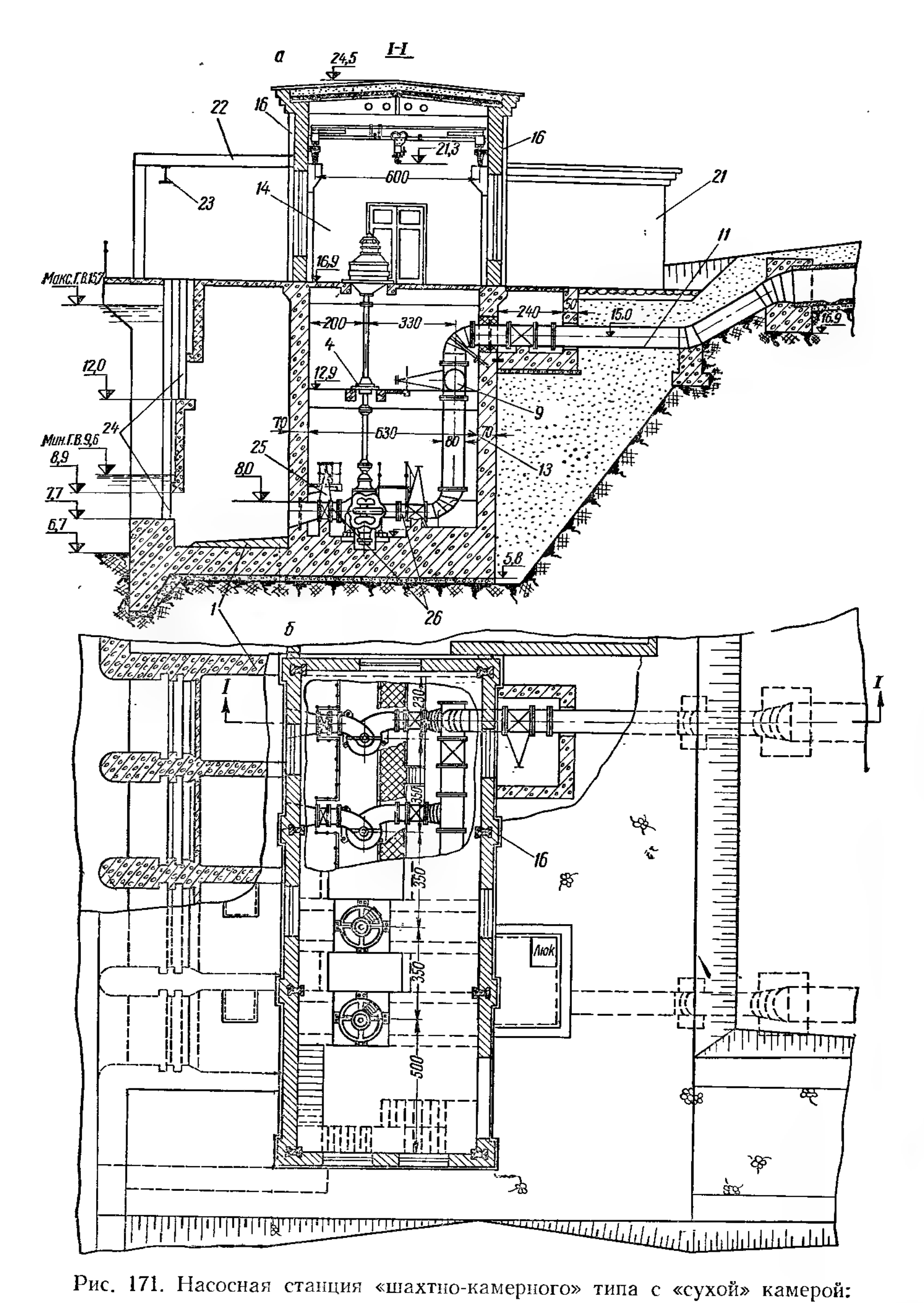


Рис. 171. Насосная станция «шахтно-камерного» типа с «сухой» камерой:

а — поперечный разрез; *б* — план; *1* — водозаборное устройство; *21* — здание распредустройства; *22* — конструкции для подвески монорельса; *23* — монорельс для тельфера; *24* — пазы для сороудерживающих решеток и ремонтных затворов; *25* — рабочий затвор-задвижка; *26* — монтажные вставки. Остальные обозначения те же, что на рисунке 170.

Таблица 10

Насосные станции большой и средней производительности

Тип здания насосной станции	Рекомендуемые насосы в зависимости от напора	Схемы здания насосной станции с учетом колебания уровней воды в водоисточнике	Примеры насосных станций по рисункам в учебнике
«Блочный»	О и ОП	Рис. 173, *а*, 174, *а*	157, 168
»	В	Рис. 173, *б*	142
«Блочно-шахтный»	В, О и ОП	Рис. 173, *в*	169, 159, 158
«Камерный» с «сухой» камерой	В	Рис. 173, *г*	—
То же	Д (вертикальный)	Рис. 173, *д*	Не следует применять, насос снят с производства
» »	Д (горизонтальный)	Рис. 173, *е*	—
» »	О и ОП	Рис. 173, *ж*	—
» »	О—Г (горизонтальный)	Рис. 175, *б* (см. табл. 11)	—
«Шахтно-камерный» с «сухой» камерой	В, Д (вертикальный)	Рис. 173, *з*	144, 160, 170, 171
То же	О и ОП	Схема здания по рис. 173, *ж*, измененная аналогично схеме здания по рис. 173, *г* при переходе к схеме здания по рис. 173, *в*	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением	В	Рис. 173, *и*	162
То же	Д (горизонтальный)	Рис. 174, *б*	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом	О	Рис. 174, *в*	161
«Незаглубленный»	Д (горизонтальный)	Рис. 174, *г*	Рис. 163
«Незаглубленный» совмещенный	То же	Рис. 174, *д*	—
Плавучая насосная станция	О—Г	Рис. 174, *е*	—
То же	Д (горизонтальный)	Рис. 174, *ж*	—

В таблицах 10 и 11 приведены возможные типы насосов для различных по конструкции зданий насосных станций, конструктивные схемы которых показаны на рисунках 173, 174, 175.

Насосные станции для сельскохозяйственного водоснабжения при водозаборе из открытого источника могут иметь здания различных конструкций: «незаглубленного» типа, «камерного» с «сухой» камерой, «камерного» с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением. При этом выбор конструкции здания насосной станции зависит не столько от конструкции насосов, сколько от гидрологических условий водоисточника, режимов уровней грунтовых вод, грунтов в основаниях здания и сооружений и т. д. Например, «незаглубленный» тип здания насосной станции можно принять при незначительном колебании (не свыше 3—4 *м*) горизонта воды в водоисточнике, которое должно быть меньше допустимой высоты всасывания насоса (с учетом потерь во всасываю-

Таблица 11

Насосные станции небольшой производительности ($Q_{н.ст} \leqslant 1,0$ *м³/сек*)

Тип здания насосной станции	Рекомендуемые насосы в зависимости от напора	Схемы здания насосной станции с учетом колебания уровней воды в водоисточнике	Примеры насосных станций по рисункам в учебнике
«Блочный», «Блочно-шахтный»	—	Этот тип здания насосных станций применять не рекомендуется. Как исключение по местным условиям, рис. 175, *а*	
«Камерный» с «сухой» камерой	Д (горизонтальный)	Рис. 173, *е*	
То же	К	Рис. 175, *а* (показано два варианта вывода напорного трубопровода)	
» »	О—Г, О	Рис. 175, *б*; рис. 173, *ж*	
«Шахтно-камерный»	Д, К, О, О—Г (горизонтальный)	Рис. 173, *е*; 175, *б*. Высота подземной части зданий увеличивается. Напорный трубопровод направляется вертикально около стены, через которую он вверху выходит наружу	
«Камерный» с «мокрой» камерой и с «сухим» насосным помещением	К, Д, О—Г (горизонтальные)	Рис. 174, *б*	—
«Камерный» с «мокрой» камерой и с затопленным насосом	О, А	Рис. 175, *в*	—
«Незаглубленный»	К, Д, О—Г (горизонтальные)	Рис. 174, *г*	Рис. 163
«Незаглубленный» совмещенный	К, Д (горизонтальные)	Рис. 174, *д*	—
Плавучая насосная станция	Д, О—Г (горизонтальные)	Рис. 174, *е*, *ж*	—
Фуникулерного типа	К, Д (горизонтальные)	—	Рис. 249
Передвижные: навесные, прицепные и др.	К, Д (горизонтальные)	—	—

щей части установки) при залегании грунтовых вод ниже фундамента машин и закрытой укладке) внешних трубопроводов. При колебании горизонта воды в водоисточнике больше 4—5 *м* при близком к поверхности земли залегании грунтовых вод следует применять «камерный» или «шахтно-камерный» тип здания с «сухой» камерой. Насосные станции для водоснабжения работают круглый год и должны отапливаться, поэтому к конструкции их предъявляют особые требования. Иногда возможно принять здания «камерного» типа с «мокрой» камерой и с «затопленным» (при высоких водах в источнике водоснабжения) вертикальным центробежным насосом. В этих зданиях устанавливают

глубокие артезианские центробежные насосы типа А или погружные электронасосы ЭЦВ единая серия.

В насосных станциях «незаглубленного» и «камерного» типов можно устанавливать горизонтальные насосы как центробежные (марки К, Д, МС), так и поршневые (двойного и тройного действия). Поршневые насосы целесообразны в следующих случаях: 1) при подаче небольших количеств воды и при больших напорах, так как в этом случае поршневые насосы по технико-экономическим соображениям могут оказаться лучше центробежных; 2) при больших колебаниях напора; 3) при тихоходных двигателях, когда передача между центробежным насосом и двигателем является довольно громоздкой; 4) в особых случаях, определяемых местными условиями (например, при наличии поблизости котельных установок рентабельно применять паровые, прямодействующие насосы).

Тип насоса выбирают путем сравнения вариантов установок с поршневыми и центробежными насосами, на основании технико-экономических расчетов.

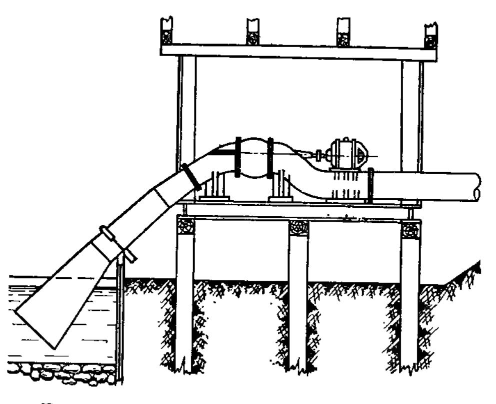


Рис. 172. Насосная станция с временным облегченного типа зданием и горизонтальным осевым насосом.

В заключение рассмотрения типов здания насосных станций необходимо указать на следующее.

1. Тип здания станции и его конструкция, тип насоса, место расположения и назначение станции, общая компоновка узла сооружений и др. взаимно связаны и независимо друг от друга рассматриваться не могут.

2. Здания «камерного» типа с «сухой» камерой с горизонтальными насосами, а также с «сухой» камерой большой высоты (из-за большого колебания горизонтов воды и др.) с вертикальными насосами, а также станции «блочно-шахтного» типа могут быть без верхней надстройки или с надстройкой на части длины здания с перекрытием по верху подземной части. В этом случае станция будет также закрытого типа, хотя она и не имеет верхней надстройки машинного зала (см. рис. 261, 263).

3. Здание станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом имеет существенные эксплуатационные недостатки (затруднено обслуживание насоса, сырость внутри здания и др.), поэтому его нельзя рекомендовать для широкого применения наравне с другими типами зданий насосных станций.

4. В здании станции «камерного» типа с «мокрой» камерой и «сухим» насосным помещением камеру следует проектировать исходя из условия, чтобы уровень воды в подводящем сооружении был выше низа ее перекрытия. Размеры камеры принимают по нормам.

5. Название — здание станции «незаглубленное» совмещенное (рис. 174, *д*) при слабых грунтах следует считать не совсем точным, так как в месте примыкания здания к водозабору устраивается осадочный шов.

6. При слабых грунтах и значительном колебании горизонтов воды в водоисточнике (более допустимой высоты всасывания насоса), если позволяют местные условия, возможно сохранить компоновку здания станции по типу, приведенному на рисунке 174, *д*, но построить здание с «сухой» камерой и отделить его от водозабора осадочным швом. Осадочный шов не исключает наименования — здание станции совмещенного типа. Только это здание будет с «сухой» камерой, совмещенное с водо-

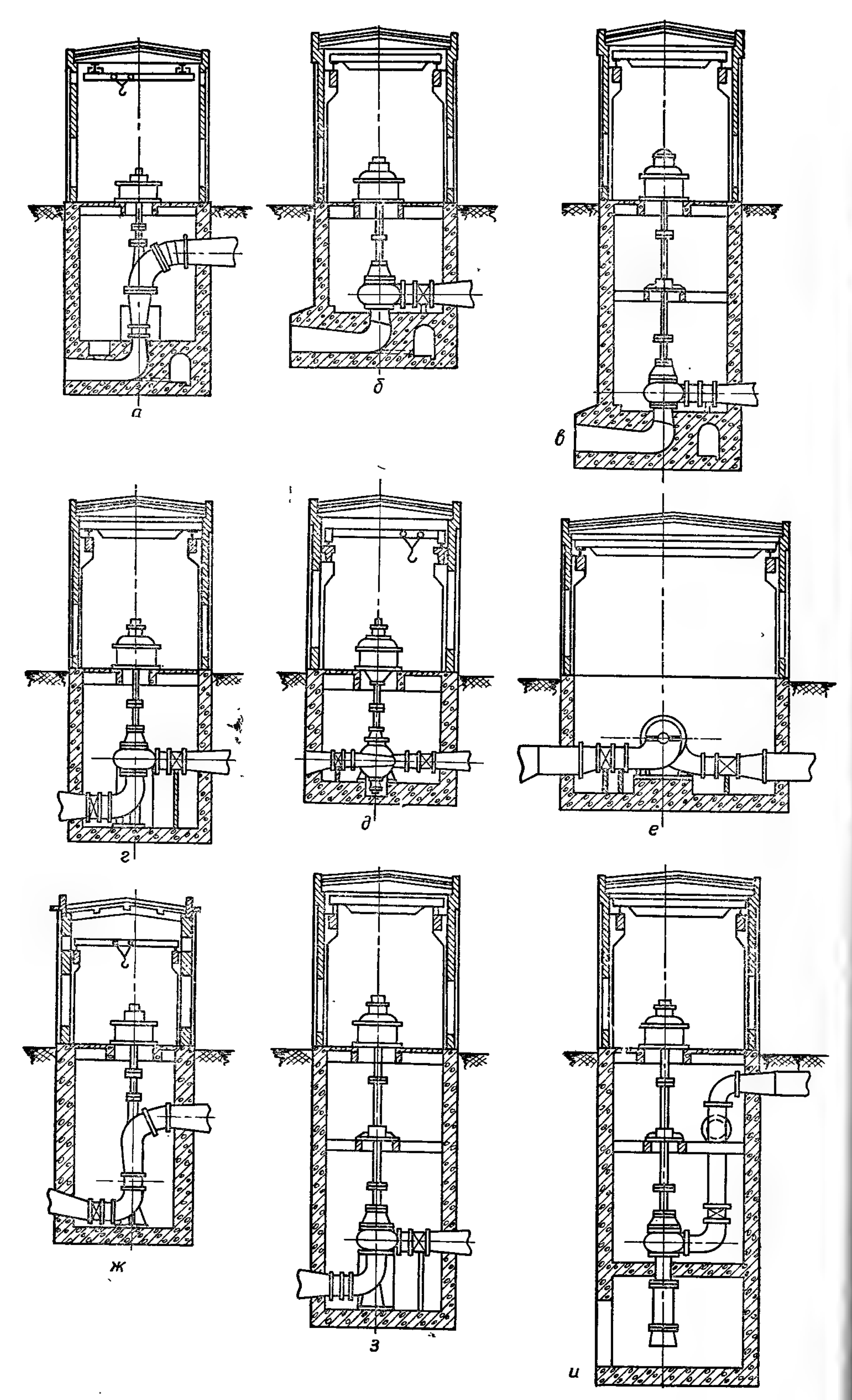


Рис. 173. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 10).

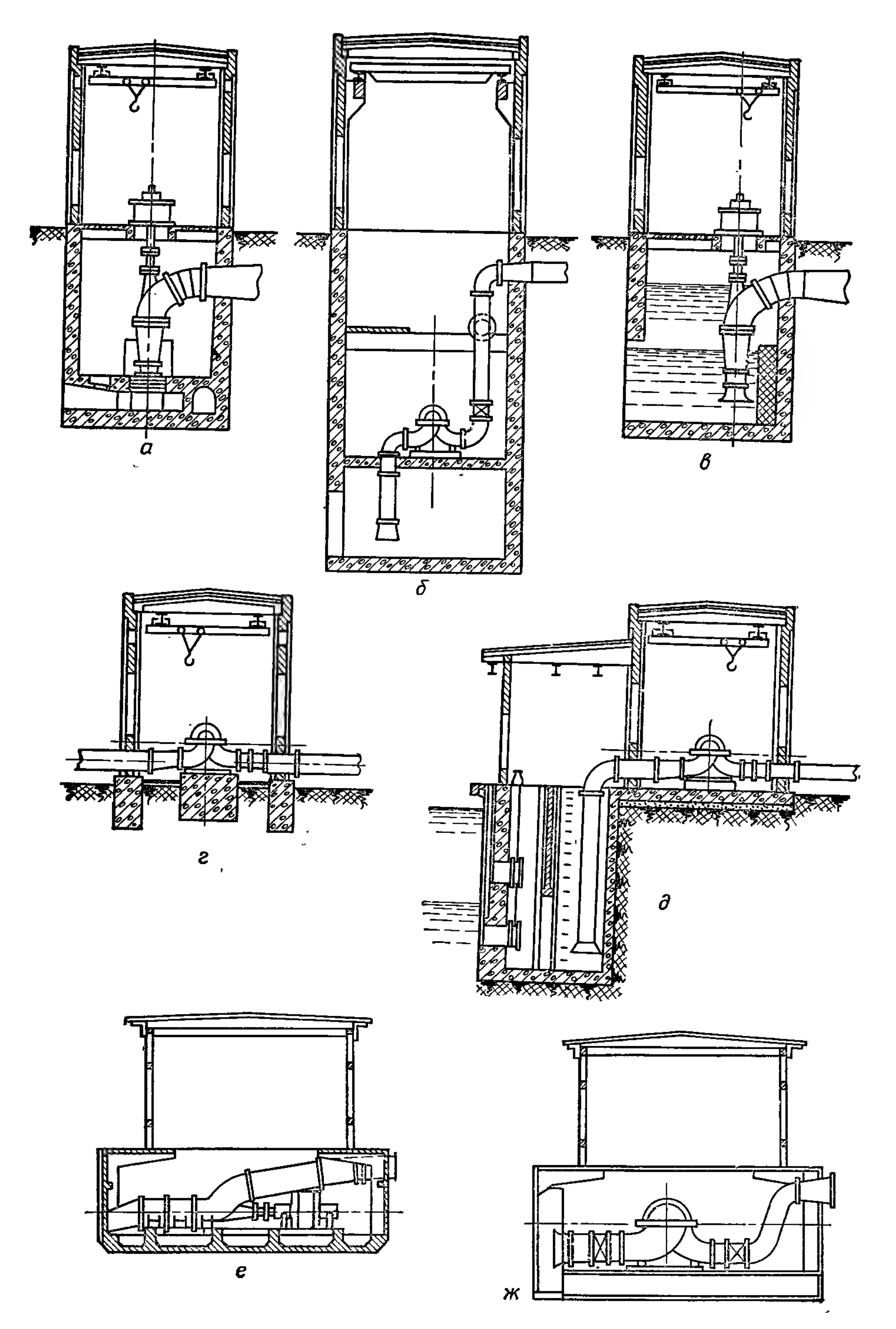


Рис. 174. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 10 и 11).

забором, причем основания водозабора и станции будут заложены на разных отметках (с уступом).

7. Расположение водозаборных устройств у плавучих станций совмещенное и бывает двух типов: бортовое (рис. 174, *е*) и днищевое (рис. 174, *ж*).

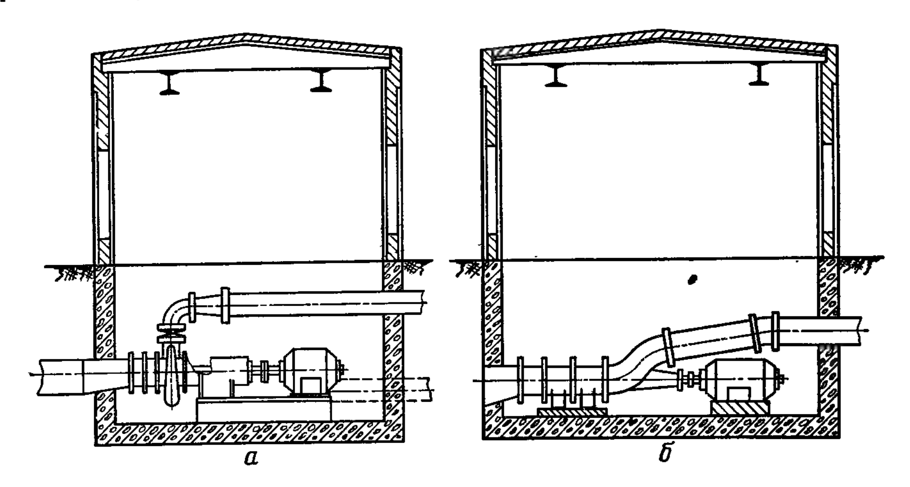


Рис. 175. Конструктивные схемы зданий насосных станций (к табл. 11).

§ 3. ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

До недавнего времени (около 10—15 лет назад) на насосных станциях мелиоративного назначения (в проектах и на установках) можно было встретить большое разнообразие типов двигателей. Устанавливали: а) тепловые двигатели — паровые (локомобили), двигатели внутреннего сгорания (ДВС — карбюраторные, нефтяные, дизели); б) ветродвигатели и в) электродвигатели. Для увеличения коэффициента использования энергетического оборудования строили электростанции местного значения: ДЭС — дизель-электрические станции, электростанции с локомобилями и ветроэлектростанции. Получаемой электроэнергией питались лишь насосные установки, а в невегетационный период приводилось в действие другое сельскохозяйственное оборудование.

Как показывают отчеты о работе местных малых ДЭС, стоимость электроэнергии, получаемой от них, в 1,5—3 раза выше стоимости электроэнергии, получаемой от государственных электросетей. С развитием строительства электростанций (гидравлических и тепловых), линий электропередач (ЛЭП) и кольцевания энергосистем для стационарных мелиоративных насосных станций, как правило, применяется электропривод. Исключение составляют мелкие передвижные и сезонные съемные насосные установки [46], где еще широко используют тепловые двигатели, а для подъема воды из скважин и колодцев в отдельных местах применяют ветродвигатели.

При изложении курса насосных станций и установок как основной привод насосов принят электропривод, а тепловые двигатели и ветродвигатели не рассматриваются.

Электроприводом принято называть машинное устройство для приведения в движение рабочих машин, состоящее из трех основных звеньев: 1) электродвигателя; 2) аппаратуры для управления электродвигателем (теперь чаще всего автоматической); 3) механической передачи энергии от двигателя к рабочей машине. Широкое применение электро-

привода вызвано следующими положительными свойствами его в сравнении с другими типами двигателей.

1. Объем строительной части меньше, не нужны сложные фундаменты.

2. Проще передача энергии от двигателя к насосу (непосредственное соединение через муфту и др.).

3. Легче осуществление автоматизации управления.

4. Меньше эксплуатационные затраты и ниже стоимость единицы продукции. Меньше затраты по содержанию «горячего» резерва.

5. Проще обслуживание, чище помещение и др.

Электродвигатели имеют наименьший удельный вес (вес на 1 *квт*), который составляет (при мощности от 7 до 75 *квт* для двигателей единой серии А с 1000 *об/мин*) от 9 до 18 *кг/квт*. Для двигателей внутреннего сгорания ($N=16$ *квт*) он составляет 68 *кг/квт*, для локомобилей ($N=28$ *квт*) — 190 *кг/квт*, для ветродвигателей ($N=11,5$ *квт*) ~ ~400 *кг/квт*.

Вопросы электроснабжения и электропривода являются предметами специальных курсов, читаемых в высших технических учебных заведениях, поэтому они подробно не рассматриваются, а только кратко освещаются некоторые особенности, связанные с приводом насосов.

Проектирование электрической части насосных станций (выбор типа электродвигателя, схемы электрических соединений, схемы энергопитания, автоматики управления и др.) должно выполняться специалистами — инженерами-электриками.

В насосных станциях, работающих в условиях сельского хозяйства, применяют электродвигатели постоянного тока, асинхронные (короткозамкнутые и с фазовым ротором), синхронные.

Электродвигатели постоянного тока применяют при питании насосной станции постоянным током (например, от небольших колхозных электростанций с генераторами постоянного тока). В остальных случаях, как правило, применяют переменный трехфазный ток.

Постоянный ток для нужд насосной станции (например, для автоматизации процессов управления) получают, устанавливая небольшой генератор постоянного тока, приводимый в движение электродвигателем переменного тока, или ртутный выпрямитель. В настоящее время чаще применяют выпрямители переменного тока.

Асинхронные электродвигатели трехфазного тока (насосные станции в наших условиях питаются почти исключительно трехфазным током) можно применять с короткозамкнутым ротором и с фазовым ротором. Первый тип электродвигателя нашел в последнее время широкое распространение, так как запуск его осуществляется непосредственным подключением к сети; при автоматизации пуска двигатель можно включать и выключать на расстоянии (дистанционное управление). К тому же электродвигатель с короткозамкнутым ротором меньше по габаритам и значительно дешевле двигателей других типов.

К недостаткам короткозамкнутых электродвигателей следует отнести значительное увеличение пусковой силы тока по сравнению с номинальной при включении его в сеть на полное напряжение, что требует соответствующей мощности сети и понизительного трансформатора. Поэтому для включения короткозамкнутых электродвигателей применяется, например, пуск с переключением со звезды на треугольник $\curlywedge/\triangle$. При этом раза в три уменьшается пусковой ток (по сравнению с непосредственным включением), но зато при включении уменьшается пусковой момент, что требует соответствующего расчета при определении условий пуска насоса и двигателя.

У электродвигателей с фазовым ротором статор включают в сеть при помощи рубильника или магнитного пускателя, но в цепь ротора

включается пусковой реостат. При этом магнитный пускатель блокируется с реостатом таким образом, что включение двигателя в сеть невозможно до тех пор, пока в цепь ротора не будет введено полностью пусковое сопротивление. Следовательно, пуск такого двигателя осуществляется со стороны ротора. Пусковые токи для асинхронных двигателей с фазовым ротором в несколько раз меньше, чем в короткозамкнутых двигателях при включении их на полное напряжение. Несмотря на это, электродвигатели с фазовым ротором не получили такого широкого применения в насосных станциях, как короткозамкнутые, ввиду их большей стоимости, более сложной схемы пуска и эксплуатации.

В мелиоративных насосных станциях большой мощности (мощность электродвигателя >200—300 *квт*) применяют в настоящее время, как правило, синхронные электродвигатели с асинхронным запуском, имеющие некоторые преимущества перед асинхронными.

1. Синхронный электродвигатель может работать с коэффициентом мощности ($\cos \varphi$), либо равным единице, либо даже опережающим, что улучшает коэффициент мощности сети, благодаря чему снижается плата за энергию.

2. Коэффициент мощности синхронного электродвигателя не зависит от номинального числа оборотов его.

3. Синхронный электродвигатель — двигатель постоянной скорости и работает устойчивее асинхронного.

Момент вращения синхронного электродвигателя пропорционален первой степени напряжения, поэтому колебания его в сети мало отражаются на моменте двигателя. У асинхронного двигателя момент вращения пропорционален квадрату напряжения. При автоматизации пуска короткозамкнутый асинхронный электродвигатель имеет некоторые преимущества перед синхронным.

В практике проектирования мелиоративных насосных станций придерживаются примерно следующих условий при выборе типа двигателя для главных насосов. При мощности до 300 *квт* устанавливают асинхронные короткозамкнутые двигатели: низкого напряжения (380 *в*) для мощностей до 100 *квт,* а при большей мощности высоковольтные (6300 *в*). При мощности более 300 *квт* устанавливаются синхронные двигатели высокого напряжения (6300 и 10 000 *в*). Но могут быть и отклонения от указанных условий. Так, при значительных мощностях питающего энергией источника есть примеры установки асинхронных короткозамкнутых двигателей мощностью 1700 *квт* (осевой насос ОП2-145, двигатель ВДД-213/54-16, $N=1700$ *квт*, $u=6$ *кв*). Число оборотов вала синхронного электродвигателя в минуту (при частоте 50) определяется по формуле:

$$n = \frac{3000}{p},$$

где p — число пар полюсов.

Асинхронный электродвигатель имеет несколько меньшее число оборотов вала ввиду скольжения ротора. В таблице 12 приведены данные о числе оборотов синхронных и асинхронных двигателей при номинальной их мощности.

Практикой выработаны три основные схемы пуска высоковольтных электродвигателей (асинхронного и синхронного). Первая схема — непосредственный запуск электродвигателей от сети через линейный выключатель. Пусковой ток при этом в несколько раз больше номинального, что может создать на шинах электростанции (при ее ограниченной мощности) падение напряжения, а это отражается на других потребителях, присоединенных к ней. Поэтому такая схема пуска для мощных двигателей не всегда рекомендуется.

Таблица 12

Число оборотов вала электродвигателя

Число пар p полюсов	Для синхронного двигателя	Для асинхронного двигателя (средние значения)
1	3000	2900
2	1500	1450
3	1000	960
4	750	730
5	600	585
6	500	485
8	375	368
10	300	290

При надлежащем конструировании сетей, двигателей и достаточной мощности источника энергии можно осуществлять прямой пуск двигателей от полного напряжения сети. Насосные станции канала имени Москвы и Волго-Донского канала имени В. И. Ленина, крупные оросительные насосные станции имеют прямой пуск электродвигателей. Это сильно упрощает электрооборудование насосных станций. Насосные станции канала имени Москвы, которые имели раньше пуск электродвигателей по схеме с автотрансформатором, в настоящее время переведены на прямой пуск.

Вторая схема — запуск электродвигателя через реактор. Реактором называется статический индуктивный аппарат с одной системой обмоток, который служит для защиты и регулирования электрических цепей. Реактор представляет собой катушку, состоящую из провода, навитого на изолирующий материал. В этой схеме устанавливаются два выключателя: линейный и пусковой; последний в начале пуска разомкнут. После включения линейного выключателя электродвигатель подключается к сети через реактор, который и снижает пусковой толчок тока до допустимой величины. В конце пуска при достижении двигателем нормального числа оборотов включают пусковой выключатель, а реактор шунтируется. Во все время работы двигателя пусковой выключатель включен; для остановки двигателя достаточно выключить линейный выключатель. Пусковой выключатель не рассчитывается на разрывную мощность, поэтому размеры его меньше линейного.

Реакторный пуск довольно распространен в практике крупных насосных станций для водоснабжения. При такой схеме пуска двигателя пусковой ток изменяется пропорционально первой степени изменения напряжения. Если пусковой ток очень велик, то применяется пуск двигателя по третьей схеме — через автотрансформатор. Эта схема предусматривает установку трех выключателей: линейного, пускового и нулевого; вместо реактора ставится автотрансформатор. Пуск двигателя по этой схеме осуществляется так: вначале включается нулевой выключатель, замыкающий накоротко (звезда) три фазы автотрансформатора, чем и создается нулевая точка. Затем включается линейный выключатель; пусковой выключатель при этом выключен. Электродвигатель, таким образом, подключается на часть напряжения сети, и при пониженном числе оборотов начинается его разгон. В соответствующий момент времени выключается нулевой выключатель. В этот же момент включается пусковой выключатель, благодаря чему двигатель переключается на полное напряжение сети. Эта схема применяется, если необходимо иметь высокий пусковой момент или понизить силу пускового тока.

Из сказанного следует, что схема электрических соединений насосной станции зависит от мощности источника и напряжения, под которым электрическая энергия подводится к насосной станции, выбранного напряжения электродвигателей главных и вспомогательных насо-

сов и их мощности. Электроснабжение насосных станций в условиях сельского хозяйства может осуществляться от различных источников и по различным схемам в зависимости от местных условий.

Если электроснабжение насосной станции осуществляется от какой-либо районной электростанции, то в этом случае ток к насосной станции подводится от расположенной вне ее территории понизительной подстанции. От последней питаются током также и отдельные потребители энергии (мастерские, небольшие заводы, колхозы и пр.). Когда насосная станция, имеющая электродвигатели низкого напряжения, получает ток высокого напряжения (10,6 или 3 *кв*), устраивают понизительную подстанцию около насосной станции, устанавливая трансформатор или открыто, или в самом здании насосной станции, выделяя для этого помещение, изолированное от машинного отделения. Если общая понизительная подстанция дает ток низкого напряжения, то электрооборудование насосной станции значительно упрощается, так как не требуется дополнительной установки выключателя и трансформатора. При установке главных электродвигателей высокого напряжения к насосной станции (от общей понизительной подстанции) подводят ток высокого напряжения; в насосной станции устанавливают небольшой трансформатор для собственных нужд (привод электродвигателей вспомогательного оборудования, освещение насосной станции, сооружений и поселка, где проживает служебный персонал станции).

Иногда устраивают общую понизительную подстанцию для питания энергией нескольких оросительных насосных станций, которые являются станциями последовательной перекачки воды оросительной системы. В этом случае понизительного трансформатора может не быть: сеть и электродвигатели обычно имеют одинаковое напряжение. При высоком напряжении в питающей насосную станцию и потребителей сети (например, 6 *кв*) возможны два случая: а) насосная станция имеет собственный понизительный трансформатор; б) насосная станция получает ток от общего понизительного трансформатора, расположенного вне насосной станции. В этом случае возможно питание насосной станции постоянным током. Встречаются случаи, когда насосная станция и местная электростанция объединяются в одном здании. Это создает известные преимущества для эксплуатации насосной станции, которая в этом случае имеет постоянный квалифицированный персонал в противоположность сезонным оросительным насосным станциям, а агрегаты электростанции не простаивают в неоросительный период.

Ответственные насосные станции (например, осушительные насосные станции при борьбе с затоплением местности) питают энергией от двух независимых источников. Это гарантирует бóльшую бесперебойность в работе насосной станции, чем, например, в первом случае (при одном источнике питания), где в ответственных случаях необходима установка резервного теплового двигателя.

Выбор той или иной схемы электроснабжения насосной станции определяется технико-экономическими расчетами с учетом местных условий и ответственности насосной станции.

Для выбора типа и мощности электродвигателя необходимо иметь следующие основные данные:

1. Необходимую мощность электродвигателя (*квт*).
2. Число оборотов рабочей машины и электродвигателя. Необходимость регулирования числа оборотов рабочей машины.
3. Род тока и его частоту.
4. Напряжение тока.
5. Требования источника энергопитания в отношении коэффициента мощности ($\cos \varphi$).
6. Мощность источника питания и условия пуска двигателей.

7. Характеристику пусковых и рабочих условий рабочей машины (пусковой, номинальный и максимальный моменты; особенности режима работы; возможность и длительность перегрузок и др.).

8. Условия окружающей среды (температура и влажность воздуха, запыленность и характеристика пыли, вентиляция помещения и др.).

9. Исполнение машины — вал вертикальный или горизонтальный.

Необходимая мощность электродвигателя и другие его данные обычно назначаются заводом-изготовителем, который поставляет насос комплектно с двигателем. Заводу-изготовителю заказчиком по установленной форме даются расчетные данные и условия работы насоса (расход, напор, колебание напоров и уровней воды в водоисточнике и др.).

Если при предварительном проектировании мощность двигателя неизвестна, то ее можно определить по формуле:

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_{пер}} k;$$

$$N = \frac{\gamma Q_н H_н}{102 \eta_н} \, квт; \qquad \left(N = \frac{9{,}81 Q_н H_н}{\eta_н} \, квт \right),$$

где $Q_н$ и $H_н$ — расход и напор насоса, соответствующие наибольшей мощности его по условиям (режиму) работы. Как правило, наибольшая мощность соответствует крайней точке рабочей зоны характеристики: для центробежного насоса максимальному расходу ($Q_{н.макс}$) и минимальному напору ($H_{н.мин}$), а для осевого насоса, наоборот ($Q_{н.мин}$ и $H_{н.макс}$).

$\eta_н$ и $\eta_{пер}$ — соответственно к. п. д. насоса и передачи ($\eta_{пер} = 1$ при непосредственном соединении валов насоса и двигателя муфтой);

$N_{дв}$ и N — соответственно мощности двигателя и на валу насоса;

k — коэффициент запаса, вводимый на возможность перегрузки двигателя, которая не всегда может быть учтена при проектировании (неточность характеристики насоса и учета гидравлических сопротивлений, возникновение дополнительных потерь при засорении и др.). В практике величину k обычно принимают в следующих пределах:

Мощность двигателя, *квт* . .	1—2	2—10	10—50	50—100	100—200	>200
Коэффициент запаса *k*	2	2—1,3	1,3—1,2	1,2—1,1	1,1—1,05	1,05

Электродвигатели по отношению к окружающей среде делятся на такие типы: открытые, защищенные, закрытые с вентиляцией, защищенные от капежа, взрывобезопасные и герметические. Все перечисленные электродвигатели изготовляются с двумя типами изоляции (нормальная и противосыростная), кроме защищенных от капежа и герметических, изготовляемых только с противосыростной изоляцией.

В мелиоративных насосных станциях применяют в основном электродвигатели открытые и защищенные. Важное значение при выборе типа и мощности двигателя имеют развиваемые ими моменты в отдельные этапы работы: при пуске, нормальной работе и остановке, а также и в моменты возможных перегрузок. При этом совершенно очевидно, что моменты двигателя при пуске, нормальной работе и перегрузках всегда должны быть больше соответственных моментов рабочей машины-насоса, в противном случае агрегат или не будет пущен, или не сможет работать. Моменты двигателей принято называть

вращающими, а моменты рабочей машины — моментами сопротивлений.

У электродвигателя различают моменты: пусковой — $M_п$, номинальный (рабочий — нормальный) — $M_н$, максимальный — $M_м$, величины которых приводятся в каталоге. Для рабочих машин с тяжелым пусковым моментом следует применять электродвигатели соответствующих конструкций и типов с учетом характеристики питающего источника.

Хорошими пусковыми моментами обладают специальные асинхронные короткозамкнутые электродвигатели, имеющие обмотки роторов с двойной клеткой или с глубоким пазом, у которых пусковой момент в 1,7—2,5 раза больше номинального. Хорошей пусковой характеристикой обладают синхронные двигатели при асинхронном пуске и др.

Если нет данных по вращающему моменту насоса, то его величину можно определить по формуле:

$$M_н = 975 \frac{N}{n} \text{ кгм},$$

где N — мощность на валу насоса, *квт*;
n — число оборотов насоса в минуту.

Центробежный насос имеет пусковой момент (при закрытой задвижке на напорном трубопроводе) в пределах 40—70% номинального. Осевой (пропеллерный) насос без поворотных лопастей может иметь пусковой момент больше номинального. Поэтому, например, пуск осевого насоса с синхронным двигателем в момент втягивания последнего в синхронизм должен быть проверен расчетом. В этом случае может положительные результаты дать асинхронный пуск. Для осевых насосов с поворотными лопастями пуск значительно легче.

В таблице 13 приведены приближенные величины моментов насосов при закрытой задвижке на напорном трубопроводе.

Таблица 13

Тип насоса	Быстроходность насоса n_s, *об/мин*	M насоса в долях от номинального
Центробежный	40—80	0,40
»	80—150	0,50
»	150—350	0,70
Диагональный	400—600	1,30
Осевой (О)	600—1200	1,80
Осевой с поворотными лопастями (лопасти свернуты)	600—1200	0,20

Зависимость пускового момента насоса от скорости вращения приближенно может быть выражена следующей формулой:

$$M_п = M_0 + (M_н - M_0)\left(\frac{n}{n_н}\right)^2,$$

где M_0 — момент трогания, *кгм*;
$M_н$ — номинальный момент сопротивления, *кгм*;
n — скорость вращения, *об/мин*;
$n_н$ — номинальная скорость вращения, *об/мин*.

Величину M_0 можно определить по формуле:

$$M_0 = kM_н,$$

где k — коэффициент, величина которого может быть принята приближенно в пределах 0,05 ÷ 0,30.

Бывает необходимо знать время разгона агрегата при пуске (время приобретения им номинальных оборотов), которое с достаточной точностью для практических целей можно определить по формуле:

$$t_р = \frac{GD^2 n_н}{375 (M_{дв.ср} - M_{н.ср})},$$

где GD^2 — маховой момент агрегата, равный сумме маховых моментов двигателя и насоса, *кгм*^{2};

$M_{дв.ср}$ — средний момент двигателя за время разгона, *кгм*;

$M_{н.ср}$ — средний момент насоса за время разгона, *кгм*;

$n_н$ — номинальное число оборотов в минуту, *кгм*^{2}.

Средний момент асинхронного двигателя может быть определен по формуле:

$$M_{дв.ср} = \frac{M_п + M_м}{2},$$

где $M_п$ и $M_м$ — пусковой и максимальный моменты двигателя, принимаемые по данным каталога.

Средний момент синхронного двигателя можно приближенно определить по формуле:

$$M_{дв.ср} = \frac{M_п + M_{вх}}{2},$$

где $M_п$ и $M_{вх}$ — пусковой и входной (в синхронизм) моменты двигателя, принимаемые по данным каталога.

Рассмотрим кратко вопрос об устойчивости работы насосного агрегата.

Приведем уравнение вращающих моментов, действующих на ротор двигателя при изменении скорости его вращения:

$$M_{дв} - M_{ст} = M_{изб} = I \frac{d\omega}{dt},$$

где $M_{дв}$ — момент, развиваемый двигателем;

$M_{ст}$ — момент сопротивления насоса, или статический момент;

$M_{изб} = I\frac{d\omega}{dt}$ — избыточный, или динамический, момент ($M_{дин}$) всех вращающихся частей (роторы двигателя и насоса, валы, муфты и др.), имеющих общий момент инерции, I;

ω — угловая скорость вращения;

t — время.

Иногда это выражение моментов пишут в таком виде:

$$M_{дв} = M_{ст} + M_{дин}.$$

Если двигатель работает с постоянной скоростью, то $\frac{d\omega}{dt} = 0$ и $M_{дин} = 0$, а момент двигателя уравновешивается статическим моментом. Но практически при работе системы (двигатель-насос) возникают различные возмущения, вызывающие изменения $M_{дв}$ или $M_{ст}$, а следовательно, и изменение скорости вращения. Если система в этом случае продолжает работать, а при устранении возмущения возвращается к номинальным условиям работы, то ее считают устойчивой. При остановке агрегата $\frac{d\omega}{dt} < 0$, так как угловая скорость ω будет убывать. При определении времени разгона или остановки агрегата и расчетах по гидравлическому удару (в случаях, когда время вращения агрегата существенно влияет на величину удара) очень важно знать работу маховых масс агрегата, выражаемых маховым моментом GD^2, который выражают обычно в *кгм*^{2} или *тм*^{2}.

В каталогах электродвигателей даются величины максимально допустимых маховых моментов. В каталогах насосов величины маховых моментов не приводятся, и их надо получать у заводов-изготовителей. Маховой момент насосов мал по сравнению с маховым моментом электродвигателей и составляет в среднем около 8—20% от него. При отсутствии данных этой величиной иногда пренебрегают или принимают величину махового момента агрегата по величине его для двигателя с поправочным коэффициентом $k=1{,}15$.

G — в *кг* определяет массу m, а D эквивалентен ρ — радиусу инерции в *м* в формуле $I=m\rho^2$.

В технике $M_{\text{дин}}$ и момент инерции определяются через маховые моменты GD^2, а именно:

$$I=\frac{GD^2}{4};$$

$$M_{\text{дин}}=\frac{GD^2}{375}\,\frac{dn}{dt}.$$

§ 4. ПЕРЕДАЧА МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ ОТ ДВИГАТЕЛЯ К НАСОСУ

Механическая энергия от двигателя к насосу может быть передана различными способами.

Прямое соединение. Такое соединение, представляющее собой жесткую систему, встречается в поршневых прямодействующих насосах. Иногда поршень паровой машины соединяется наглухо с поршнем насоса при помощи общего поршневого штока. При вращательном движении вала машины — двигателя передача энергии прямым соединением может быть осуществлена путем устройства общего вала для насоса и двигателя. Такая передача осуществлена в вакуум-насосах; ее применяют и для небольших центробежных электронасосов, рабочие колеса которых в этом случае насаживают на валы электродвигателей.

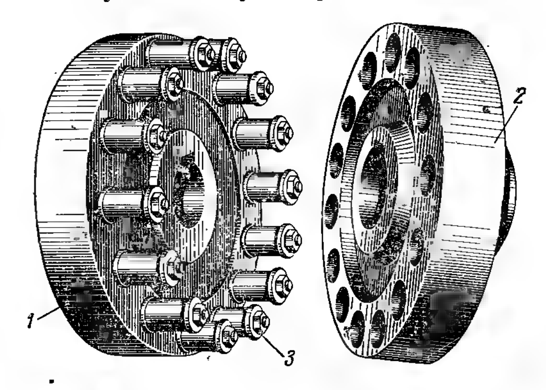


Рис. 176. Дисковая эластичная муфта:

1 — диск на валу двигателя; *2* — диск на валу насоса; *3* — пальцы с резиновыми втулками.

Передача энергии через муфту. При такой передаче ось насоса должна совпадать с осью двигателя. Для гашения возникающих при работе ударов обычно применяют соединительные упругие муфты. Дисковая эластичная муфта показана на рисунке 176. Она состоит из двух дисков, каждый из которых центрируется и наглухо заклинивается шпонкой на валу насоса и электродвигателя.

Один из дисков муфты имеет пальцы, на которые надеваются резиновые втулки, а другой — цилиндрические отверстия, в которые входят пальцы. Встречаются и другие конструкции муфт. Осевое перемещение таких муфт невелико и может достигать нескольких миллиметров. Коэффициент полезного действия такой передачи равен единице.

Соединение двигателя и насоса при помощи муфты просто и удобно, поэтому оно нашло массовое применение в практике электронасосных станций. При такой передаче число оборотов вала электродвигателя и вала насоса одинаково.

Ременная передача. Этот способ передачи также довольно распространен в практике насосных станций. Ременную передачу применяют, если необходимо иметь разные обороты двигателя и насоса, а также при расположении осей двигателя и насоса на некотором расстоянии друг от друга или в разных плоскостях. Различают следующие типы ременной передачи: а) в виде индивидуального привода от двигателя к насосу, б) в виде группового привода, например от одного двигателя к нескольким насосам или каким-либо другим машинам. Групповой привод осуществляется через трансмиссию. В настоящее время он не применяется.

В зависимости от расположения валов двигателя и насоса возможны следующие виды ременной передачи при индивидуальном приводе: а) передача между параллельными валами, вращающимися в одном направлении (перекрестная передача при вращении валов в разные стороны в насосных станциях встречается редко); б) полуперекрестная передача, когда оси валов лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях. Эта ответственная передача, требующая особо тщательного выполнения, применяется при значительных расстояниях между валами. В этом случае набегающая ведущая ветвь ремня должна лежать в плоскости вращения ведущего шкива (рис. 177). Такую передачу применяют в насосных станциях с двигателями внутреннего сгорания, приводящими в действие вертикальные пропеллерные или глубинные вертикальные центробежные насосы. Другие виды передач здесь не рассматриваем.

При малом расстоянии между валами или, наоборот, при значительных расстояниях между ними устанавливаются натяжные ролики. Они позволяют применять ременные передачи с передаточным числом до 15—16; увеличивая углы обхвата, можно повысить мощность, передаваемую при одной и той же ширине ремня.

Рис. 177. Схема полуперекрестной ременной передачи:

а — план передачи; б — вид со стороны насоса; 1 — ведущий шкив; 2 — ведомый шкив (шкив насоса); 3 — набегающая ведущая ветвь ремня.

Применение натяжного ролика позволяет расположить двигатель очень близко к насосу. Натяжной ролик устанавливают на ведомой части ремня вблизи малого шкива и так, чтобы он качался по возможности вокруг геометрической оси малого шкива. Коэффициент полезного действия ременной передачи с натяжным роликом лежит в пределах 0,94—0,96, а в наилучших условиях достигает 0,98. В некоторых случаях устанавливают особый масляный тормоз, называемый *демпфером*. Его ставят в тех случаях, когда на валу ведомого шкива возникают дополнительные внезапные сопротивления вследствие перегрузки, толчков, резких остановок и т. д.

Широко применяют специальные ремни трапецеидального сечения. В этом случае в шкивах устраивают особые желоба такого же (по форме) сечения, как и ремень. Ремень состоит из хлопчатобумажных нитей, пропитанных резиной и покрытых сверху несколькими слоями прорезиненной ткани. Подобная передача называется *текстропной* или *клиноременной*. Она допускает передаточное число до 10. Коэффициент полезного действия текстропной передачи около 0,95.

В обычных ременных передачах ремень должен быть хорошего качества, достаточно вытянут, тонок и мягок. Ремни могут быть кожаные, резиновые, из верблюжьей шерсти, хлопчатобумажные. В зависимости от условий работы и вида передач материал ремня выбирают по осо-

бым таблицам. Следует выдерживать необходимое соотношение между толщиной ремня и диаметром шкива.

При небольших мощностях, когда ширина ремня сравнительно невелика и, следовательно, его можно легко переводить с одного шкива на другой, на валу насоса устанавливают рабочий и холостой шкивы, а на валу двигателя или трансмиссии — шкив, ширина обода которого соответствует двойной ширине ремня.

Наименьшее расстояние между валами при величине передаваемой мощности до 20 *л. с.* составляет около 3 *м*, а при большей мощности, например 100 *л. с.*, не меньше 5 *м*. При снятии нагрузки с маховика расстояние между валами принимают равным $(2 \div 3{,}5) D_{в.ш}$, где $D_{в.ш}$ — диаметр ведущего шкива, *м*.

При установке агрегатов, между которыми устраивается ременная передача, надо обращать внимание на направление вращения шкивов насоса и двигателя. Не следует забывать, что в обычной ременной передаче (валы параллельны и вращаются в одну сторону) рабочую ветвь (тянущую) следует располагать снизу, а холостую — сверху.

Зубчатая передача. Эту передачу применяют, как и ременную, для соединения двигателя и насоса, имеющих разные числа оборотов. Зубчатая передача дает более компактное соединение, чем ременная, и требует меньшей площади здания.

В зависимости от расположения валов различают следующие разновидности зубчатых передач:

1) цилиндрическую, если оси валов параллельны;

2) коническую, если оси валов пересекаются.

В современных насосных установках агрегат зубчатых передач называется р е д у к т о р о м. Под редуктором понимают всякое устройство, состоящее из зубчатых колес, предназначенное для передачи вращающего момента с одного вала на другой, при непременном условии изменения этого момента по величине или по направлению.

Различают следующие виды редукторов: а) с параллельными валами; б) одноосные, непланетарные; в) планетарные; г) сложные. Каждый из этих редукторов может быть простым (одноступенчатым), сложным (многоступенчатым) или многократным.

Весь комплект зубчатых передач одного редуктора монтируется в специальной коробке, занимающей немного места. Валы редуктора соединяют с валами двигателя и насоса упругими муфтами, что позволяет уравновесить возможные небольшие осевые сдвиги.

Часто в редукторах при передаче очень больших усилий применяют особый тип винтовых зубчатых колес. Они работают спокойно, без шума. Для уменьшения износа зубьев в корпус редуктора наливают масло, благодаря чему нижняя часть колес редуктора, постоянно погружаясь в масло, смазывается, что уменьшает трение между зубьями и повышает к. п. д. передачи до 0,98—0,99. Расход масла незначителен.

Зубчатые колеса редукторов делают из специальной конструкционной стали, закаливают, после чего шлифуют. Иногда в передачах от двигателя к насосам применяют особые коробки передач, что дает возможность изменять ступенями числа оборотов у насосов. Применение редукторов дало возможность довольно просто соединять быстроходные машины (например, электродвигатели) с тихоходными насосами (например, с поршневыми), и наоборот. При соединении двигателя внутреннего сгорания и центробежного насоса посредством редуктора надо, чтобы коэффициент неравномерности двигателя составлял около 1/250 или меньше. При большей степени неравномерности двигателя (например, 1/100) зубчатые колеса редуктора очень быстро изнашиваются, поэтому двигатель внутреннего сгорания в таком случае должен иметь утяжеленный маховик. При передаточном числе более 15 следует применять редуктор с двухступенчатой передачей.

Обычные литые колеса с необработанными зубьями во избежание поломок зубьев и быстрого их износа следует применять лишь при передаче между валами тихоходных машин.

Лебедки. Некоторые двигатели имеют довольно сложные системы передач к насосам. Привод от двигателя внутреннего сгорания или электродвигателя к штанговому поршневому насосу, а также передача механической энергии вала ветродвигателя к штанге поршневого глубокого насоса осуществляются при помощи приводной лебедки.

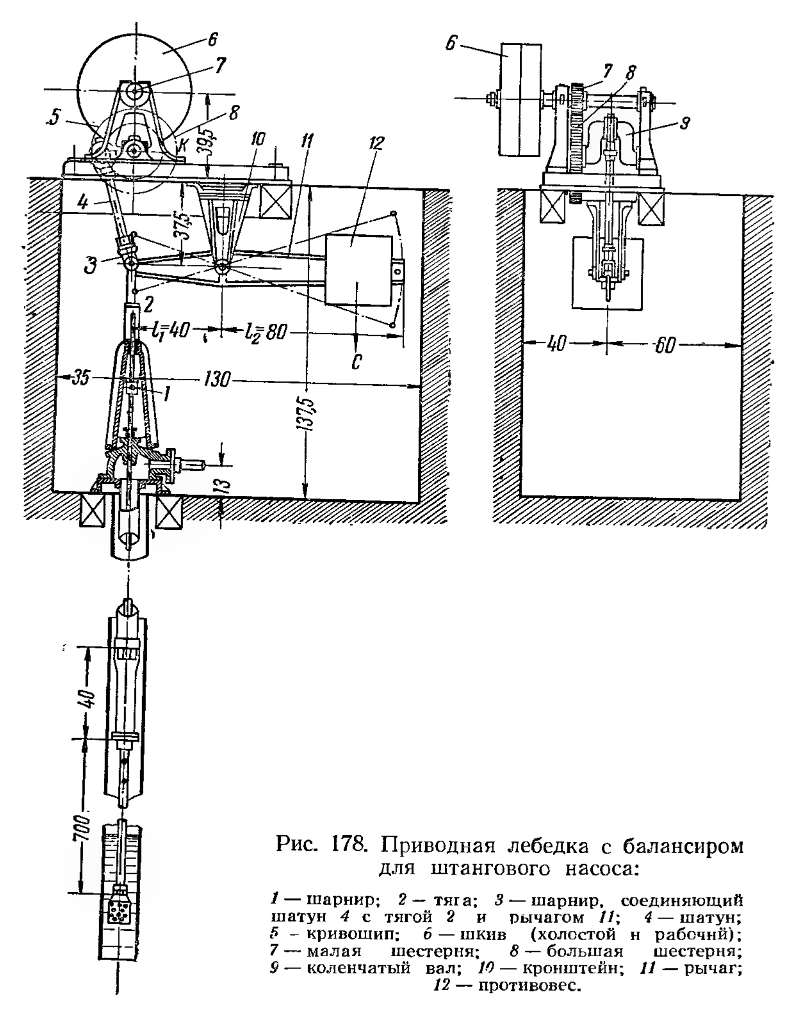


Рис. 178. Приводная лебедка с балансиром для штангового насоса:

1 — шарнир; *2* — тяга; *3* — шарнир, соединяющий шатун *4* с тягой *2* и рычагом *11*; *4* — шатун; *5* — кривошип; *6* — шкив (холостой и рабочий); *7* — малая шестерня; *8* — большая шестерня; *9* — коленчатый вал; *10* — кронштейн; *11* — рычаг; *12* — противовес.

На рисунке 178 показана довольно распространенная приводная лебедка с балансиром, применяемая для привода поршневого штангового насоса. Как видно из рисунка, насосная штанга соединяется с коротким стержнем *2* посредством шарнира *1*. Стержень *2* другим шарниром *3* соединяется с шатуном *4* и рычагом *11*. При вращении колеса *8* кривошип *5* описывает окружность и посредством шатуна *4* поднимает или опускает штангу насоса, а следовательно, и поршень насоса.

При опускании поршня насос не производит работы. Чтобы двигатель в это время не остался без нагрузки, он должен посредством рычага *11* поднимать груз *12*. Энергия со шкива двигателя при помощи ременной передачи передается на шкив лебедки. На валу лебедки насажена малая шестерня *7*, которая входит в зацепление с большой шестерней *8*, посаженной на коленчатый вал. К колену вала присоеди-

нен шатун *4*, который и передает движение как штангам насоса, так и рычагу *11* с противовесом *12*.

Вес противовеса C можно определить из условия равновесия рычага *11*, имеющего точку опоры между приложенными силами C и силой P, действующей на стержень *2*:

$$C = \frac{l_1}{l_2} P, \tag{151}$$

где l_1 и l_2 — плечи рычага;

$$P = \frac{\gamma F_{п} (H_{нп} + h_{в}') + 2C_{шт}}{2}, \tag{152}$$

где $F_{п}$ — площадь поршня;

γ — вес единицы объема жидкости;

$H_{нп} = h_{н}' + h_{тн}$ — сумма высоты столба жидкости в напорном трубопроводе за воздушным колпаком ($h_{н}'$) и потерь на гидравлические сопротивления в напорном трубопроводе ($h_{тн}$);

$h_{в}'$ — расстояния от динамического уровня в скважине до уровня воды в воздушном колпаке;

$C_{шт}$ — вес движущихся частей поршня и штанг.

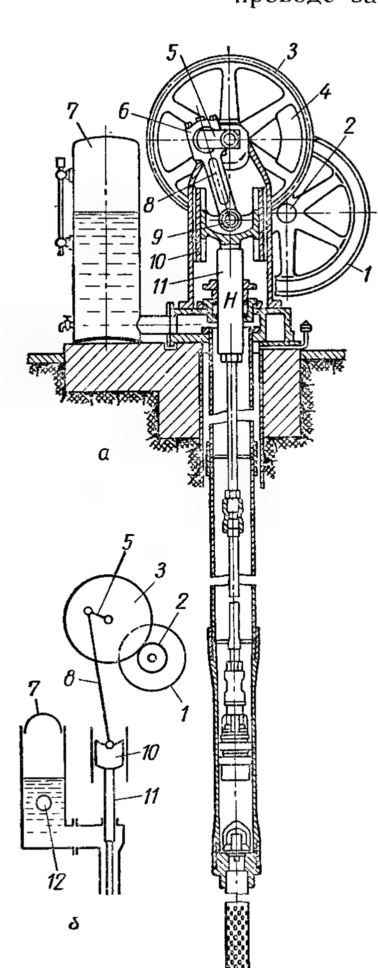


Рис. 179 Лебедка без рычажного балансирного устройства (*а*) и схема привода поршневого насоса (*б*):

1 — шкив (холостой и рабочий); *2* — малая шестерня; *3* — большая шестерня; *4* — противовес; *5* — коленчатый вал; *6* — кривошип; *7* — воздушный нагнетательный колпак; *8* — шатун; *9* — шарнир; *10* — ползун; *11* — ныряло; *12* — нагнетательная труба.

При наличии ныряла из величины P надо вычесть силу $P_1 = \gamma f H_{нп}$, где f — площадь ныряла.

В современных насосных установках применяют более совершенные приводы без балансирных грузов. На рисунке 179 показана конструкция такой лебедки и схема привода. От шкива *1* приводится в движение малая шестерня *2*, которая имеет зацепление с большой шестерней *3* и передает вращение коленчатому валу. Колено вала соединено с шатуном *8*, с которым шарнирно соединяется ныряло *11*. Уравновешивание неравномерной работы насоса в этом случае производится нырялом, представляющим собой дифференциальный плунжер, и противовесами *4*, посаженными на зубчатое колесо *3*.

Эти уравновешивающие устройства действуют так же, как и рычаг с грузом, а тяжелый шкив лебедки дополняет уравновешивание.

Иногда привод к насосу представляет собой лебедку с коромыслом. На рисунке 180 представлена балансирная лебедка. Малая шестерня *2* лебедки закреплена на одном валу со шкивом и сцепляется с большой шестерней *3*, от вала которой с помощью кривошипа *4* и шатуна *5* осуществляется передача коромыслу с противовесом. Коромысло имеет непо-

движную точку опоры. На одном конце коромысла помещен груз, к другому присоединена штанга насоса.

Гидравлическая муфта. В различных областях техники получили большое распространение гидродинамические передачи: гидравлические муфты и гидравлические преобразователи (иначе гидротрансформаторы). Посредством гидравлической муфты можно передавать энергию от двигателя к рабочей машине (насосу), если необходимо у последней изменять число оборотов. В отличие от гидромуфты гидротрансформаторы изменяют в процессе передачи крутящий момент и даже его знак при помощи установленного между рабочими колесами насоса и турбины (гидротрансформатора) направляющего аппарата.

Приводимые ниже свойства гидромуфт и являются причиной широкого их применения в различных областях техники (машины и аппараты водного, сухопутного и воздушного транспорта, строительные машины, насосные и вентиляторные установки и др.).

1. Независимое вращение ведомого и ведущего валов. Скорость вращения ведомого вала может быть любой. Максимальная его скорость вследствие проскальзывания всегда на 2—3% меньше скорости ведущего вала.

2. Нет жестких связей передачи и трущихся пар.

3. Плавность включения и разгона рабочей машины.

4. Высокий к. п. д., доходящий до $\eta = 0{,}96 \div 0{,}98$.

5. Бесшумность передачи.

6. Возможность дистанционного и автоматического управления.

7. Большая эксплуатационная надежность.

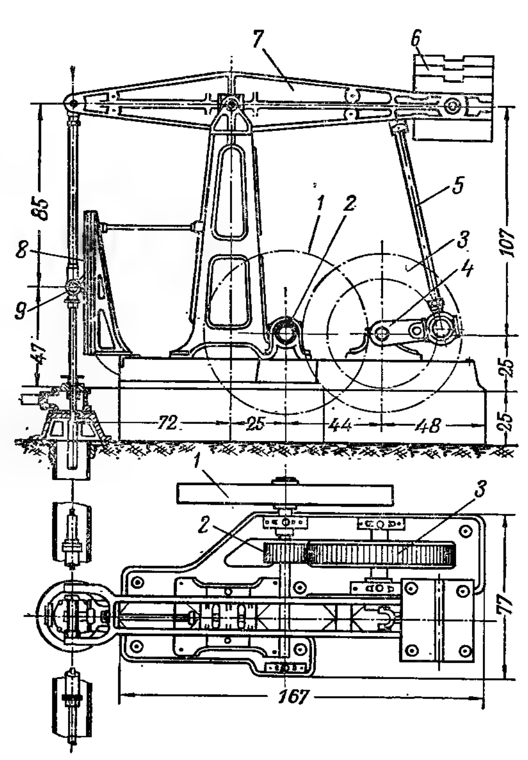


Рис. 180. Привод штангового насоса — балансирная лебедка с коромыслом:

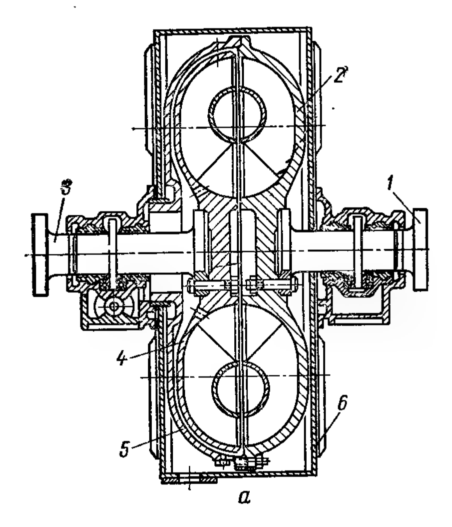
1 — шкив; 2 — малая шестерня; 3 — большая шестерня; 4 — кривошип; 5 — шатун; 6 — противовес; 7 — коромысло; 8 — ползун; 9 — шарнир.

Конструктивная схема гидравлической муфты представлена на рисунке 181, *а*. На ведущем валу гидромуфты *1*, соединенном с валом двигателя, насажено колесо центробежного насоса *3*, которое получает энергию от вала двигателя и имеет n_1 оборотов в минуту. Насос получает жидкость (масло, воду) от какого-либо другого насоса, приводимого в движение от вала двигателя. Жидкость по выходе с колеса насоса получает известный запас энергии, которая передается на колесо турбины *5*, насаженное на ведомый вал гидромуфты, соединенный с валом рабочей машины. Обороты последней n_2 одинаковы с оборотами турбины. Ясно, что часть энергии двигателя теряется внутри гидромуфты на гидравлические сопротивления, которые при нормальных режимах насоса и турбины невелики.

На рисунке 181, *б* показана внешняя характеристика гидромуфты, на которой даны зависимости момента, мощности и к. п. д. ведущего

вала от числа оборотов ведомого вала. На рисунке 181, *в* дана характеристика гидромуфты, показывающая зависимость M_2 от скольжения $S\left(S = 1 - \frac{n_2}{n_1}\right)$ при разных числах n_1.

На теплоэлектростанциях применение гидромуфт дает положительные результаты. Однако при изменении числа оборотов n_2 до $^2/_3\, n_1$ в муфте получаются большие гидравлические потери. В результате этого энергия, затрачиваемая на преодоление потерь, преобразуется в тепловую энергию, и жидкость нагревается. Если в качестве рабочей жидкости применяется масло, приходится ставить особые охладители или заменять масло водой.



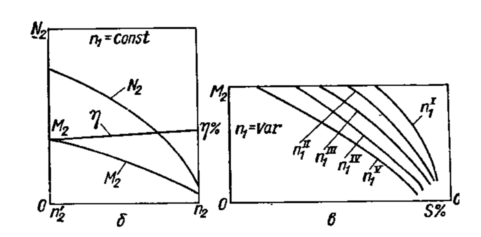


Рис. 181. Конструктивная схема гидравлической муфты и характеристики ее:

а — конструктивная схема гидравлической муфты; *б* — внешняя характеристика муфты; *в* — зависимость внешнего момента M_2 от скольжения S при разных числах оборотов n_1; *1* — ведущий вал; *2* — колесо насоса; *3* — ведомый вал; *4* — колесо турбины; *5* — вращающийся кожух; *6* — корпус муфты.

При $n_2 = n_1$ к. п. д. муфты составляет 0,96÷0,98, а при снижении нагрузки и изменении оборотов до $n_2 = (0{,}25 \div 0{,}3)\, n_1$ он снижается до 0,67÷0,7. Поэтому, применяя гидромуфту для передачи энергии от двигателя к насосу, следует производить технико-экономические расчеты, пользуясь характеристиками гидромуфты, и определять $\eta_{н.уст}$ при различных условиях работы и способах привода насосных агрегатов.

Мощность осуществленных гидромуфт (в одном агрегате) колеблется в очень широких пределах: от долей киловатта до нескольких десятков тысяч киловатт (более 25 000 *квт*).

Электромагнитные муфты. В технике для привода рабочих машин, требующих по технологическому процессу изменения числа оборотов, широко применяют также и электромагнитные муфты скольжения (ЭМС) индукторного типа. Конструктивная схема ЭМС (со щетками; есть муфты и без них) приведена на рисунке 182, *а*. Муфта состоит из двух основных вращающихся элементов: якоря *1*, жестко соединенного с валом двигателя, вращающегося с постоянным числом оборотов n_1, и индуктора *2*, соединенного с валом рабочей машины. Якорь и индуктор не имеют между собой механической связи, и первый является ведущим, а второй — ведомым элементами муфты, разделенными воздушным зазором. Если начать вращать якорь муфты и через обмотку индуктора пустить постоянный ток, то между якорем и индуктором возникнет электромагнитная связь, под действием которой вслед за якорем с некоторым скольжением начнет вращаться индуктор, вращая вал рабочей машины. Меняя величину тока возбуждения, от которой зависит величина скольжения $S = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$, можно изменять число обо-

ротов индуктора или рабочей машины. На рисунке 182, *б* даны характеристики энергетических параметров привода с ЭМС при режиме вентиляторной нагрузки ($N_{пол}::n^3$), что соответствует работе привода с лопастным насосом. Для такого режима выпускаются муфты как малой, так и большой мощности; абсолютные потери в этом случае не превышают 17% максимальной мощности, передаваемой муфтой.

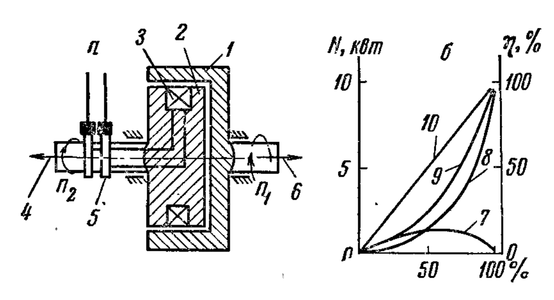


Рис. 182. Конструктивная схема электромагнитной муфты (*а*) и характеристика энергетических параметров привода с ЭМС при различных режимах работы (*б*):

1 — якорь; *2* — индуктор; *3* — обмотка возбуждения; *4* — вал к рабочей машине; *5* — контактные кольца; *6* — вал к двигателю; *7* — потери; *8* — полезная мощность; *9* — потребляемая мощность; *10* — к. п. д. муфты.

Основные положительные особенности ЭМС: простота управления и малая мощность (не более 2—3% передаваемой мощности); отсутствие изнашивающихся деталей; возможность дистанционного управления и автоматизации; возможность легкого соединения и разъединения валов двигателя и рабочей машины; возможность плавного запуска рабочей машины и бесступенчатого регулирования ее скорости; простота конструкции; возможность выполнения якоря и индуктора из стали (ЭМС с массивным якорем); экономия меди и электротехнической стали.

К основным недостаткам их следует отнести: значительные вес и габариты; потери мощности при длительной работе со скольжением и нарушение стабильности механических характеристик при колебаниях температуры из-за изменения удельного сопротивления материала якоря и величины воздушного зазора; уменьшение числа оборотов рабочей машины по сравнению с двигателем из-за скольжения.

На одной водопроводной насосной станции после опытного применения электромагнитной муфты (ИМС-160, мощность электродвигателя 155 *квт*) расчетами показана возможность получения на этой станции годовой экономии электроэнергии приблизительно до 15%. Но такая экономичная работа станции может быть обеспечена только при автоматическом управлении всей установкой в целом, чтобы полностью и четко использовать все изменения в режиме работы сети (снижение напоров и расходов). Удельный расход металла на устройство ЭМС (8—10 *кг/л. с.*) в 1,5—2 раза превышает расход металла на устройство гидромуфт. В каждом конкретном случае целесообразность применения ЭМС должна быть обоснована технико-экономическими расчетами. Принцип работы электромагнитных муфт используется при устройстве электромагнитных тормозов.

Ручные приводы. Для поршневых насосов небольшой производительности с целью подъема и нагнетания воды часто устанавливают различные приводы (рис. 183).

Ручной привод представляет собой рычаг (рукоятку). В одних случаях его располагают вертикально, во время движения он поднимается в горизонтальное положение (рис. 183, *а*); такой привод называется рычажно-коромысловым. В других случаях рычаг находится в вертикальном положении и движется в ту или иную сторону (рис. 183, *б*); такой привод называется рычажно-маятниковой качалкой. Наконец, рычаг может быть расположен горизонтально и двигаться от этого положения вверх и вниз (рис. 183, *в*). В этом случае привод называется рычажно-коромысловой качалкой.

На рисунке 183, *г* показан кривошипный привод, часто называемый ручной маховичной качалкой, для колодезного насоса двойного действия. При таком приводе рабочий, вращая колесо, толкает его, прикладывая усилие, или тянет (за рукоятку).

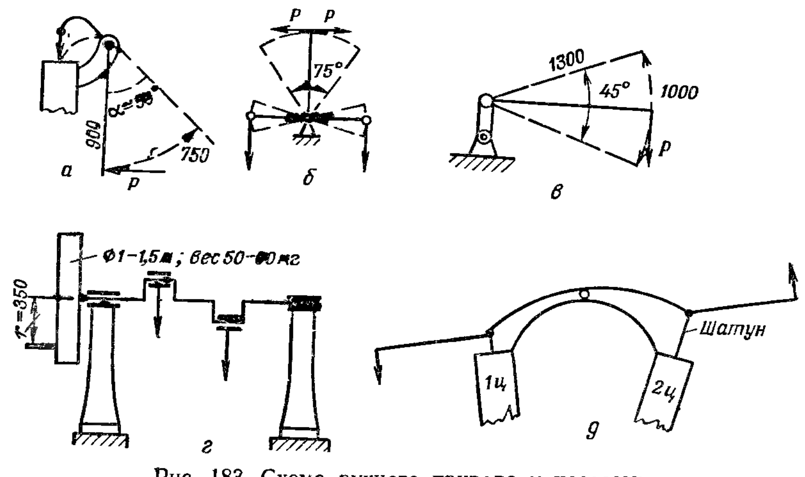


Рис. 183. Схема ручного привода к насосам:

а — рычажно-коромысловый; *б* — рычажно-маятниковая качалка; *в* — рычажно-коромысловая качалка; *г* — ручная маховичная качалка; *д* — коромысловый привод.

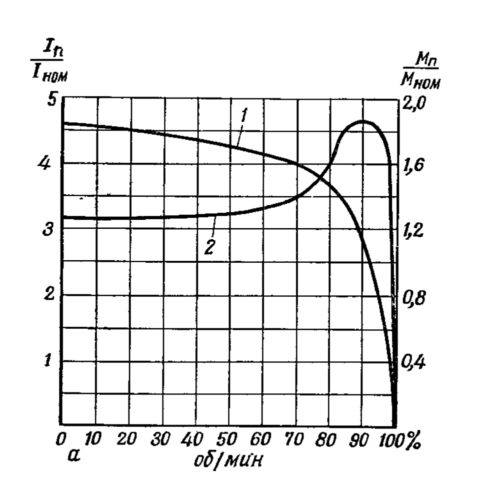
Коромысло, служащее для привода пожарного двухцилиндрового насоса (каждый цилиндр одинарного действия), изображено на рисунке 183, *д*.

§ 5. РЕГУЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ АГРЕГАТОВ НАСОСНЫХ УСТАНОВОК И УСЛОВИЯ ИХ ПУСКА

Регулировать производительность центробежных насосов можно так называемым количественным методом, пользуясь регулировочной задвижкой. Этот метод регулирования довольно прост и широко распространен в практике, но, как мы видели выше, неэкономичен. Более экономичным является качественное регулирование производительности насоса путем изменения оборотов двигателя. Этот метод с успехом используется в паровых турбинах, которые в условиях сельского хозяйства не применяются и поэтому здесь не рассматриваются. В тихоходных стационарных двигателях внутреннего сгорания при постоянной подаче топлива изменять обороты не рекомендуется, так как работа двигателя в этих условиях неэкономична. В быстроходных двигателях число оборотов при изменении нагрузки сохраняется постоянным, что достигается регулированием количества горючего. Следовательно, при использовании двигателя внутреннего сгорания в качестве привода для насоса необходимо учитывать постоянство числа оборотов у насоса. В некоторых случаях возможно ступенчатое изменение оборотов у насоса, например при передаче энергии от двигателя к насосу через трансмиссию и при установке на трансмиссии ступенчатого шкива, от которого насос и будет получать энергию. Однако в настоящее время трансмиссия редко применяется; обычно делают индивидуальный привод от двигателя к насосу при помощи редуктора, ременной передачи или непосредственно соединяют валы муфтой.

В электродвигателях постоянного тока изменение числа оборотов осуществляется различными способами: а) регулированием сопротив-

ления в цепи якоря; б) регулированием изменения тока возбуждения; в) регулированием изменения напряжения, подводимого к двигателю, и др. В электродвигателях переменного тока число оборотов изменяют: а) введением сопротивления в цепь ротора; б) переключением числа полюсов; в) изменением частоты подводимого к двигателю тока; г) каскадными включениями асинхронного двигателя с другими машинами; д) применением в передачах гидромуфт или электромагнитных муфт; е) импульсным методом регулирования скорости вращения двигателя



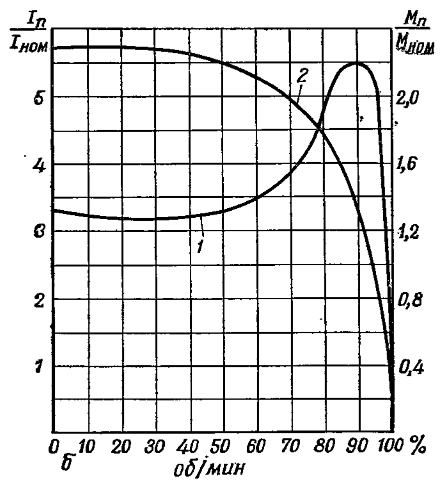


Рис. 184. Пусковые характеристики асинхронного короткозамкнутого электродвигателя с двойной клеткой ротора (*а*) и асинхронного короткозамкнутого электродвигателя с глубоким пазом ротора (*б*).

1 — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового момента в долях от номинального $\left(\frac{M_{п}}{M_{ном}}\right)$ при оборотах от $n=0$ до $n=n_{ном}$; *2* — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового тока в долях от номинального $\left(\frac{I_{п}}{I_{ном}}\right)$ при оборотах от $n=0$ до $n=n_{ном}$.

небольшой мощности (этот метод может найти широкое применение в недалеком будущем). В каждом случае способ регулирования выбирают на основании технико-экономического сравнения ряда вариантов.

Рассмотрим совместную работу центробежного насоса и асинхронного электродвигателя при пуске, установившейся работе и остановке агрегата.

На рисунке 184, *а* показана типичная кривая зависимости вращающего момента от скорости вращения электродвигателя с двойной клеткой ротора, а на рисунке 184, *б* — электродвигателя с глубоким пазом ротора. На горизонтальной оси нанесены скорости вращения двигателя в процентах от нормальной скорости вращения, а на оси ординат — отношения пускового момента к номинальному, а также отношения пускового тока к номинальному. Характерными являются безразмерные величины $\frac{M_{макс}}{M_{ном}}$ и $\frac{M_{пуск}}{M_{ном}}$. При установившейся работе

$$\frac{M}{M_{ном}}=1,\quad \frac{n}{n_{ном}}=1 \text{ и } \frac{I}{I_{ном}}=1.$$

Наиболее важной является совместная работа двигателя и насоса при пуске. Обозначив $M_{ст}$ — статический момент насосного агрегата и осуществляя запуск насоса при закрытой задвижке на напорной трубе, получим характер изменения $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ в зависимости от $\frac{n}{n_{ном}}$ в виде кри-

вой, изображенной на рисунке 185. В начальный период, при $n=0$, $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ изменяется от 0,10 до 0,20, то есть от 10 до 20%. В этом случае момент сопротивления равен моменту холостого хода, который создается от преодоления трения в подшипниках и сальниках и дисков колеса о воду. При достижении $n=n_{ном}$, $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}=30\div40\%$ (кривая *1* при $Q=0$). Если пуск насоса производится при открытой задвижке, то в зависимости от коммуникации арматуры на напорном трубопроводе (наличие обратного клапана, степень открытия задвижки) отношение $\frac{M_{ст}}{M_{ном}}$ может быть

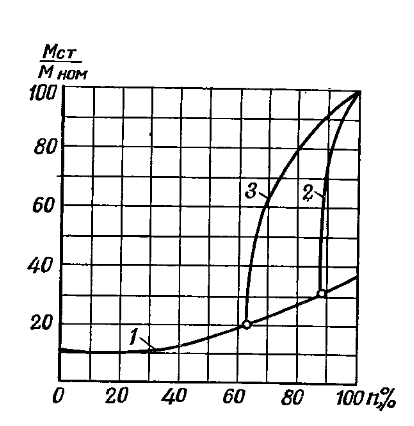


Рис. 185. Пусковая характеристика центробежного насоса:

1 — кривая изменения безразмерной (относительной) величины пускового момента в процентах от нормального $\left(\frac{M_{ст}}{M_{ном}}\right)$ при закрытой задвижке на напорном трубопроводе, при оборотах от $n=0$ до $n=n_{ном}$, *2*, *3* — то же, при открытой задвижке (разные степени открытия и разная арматура трубопроводов на станции).

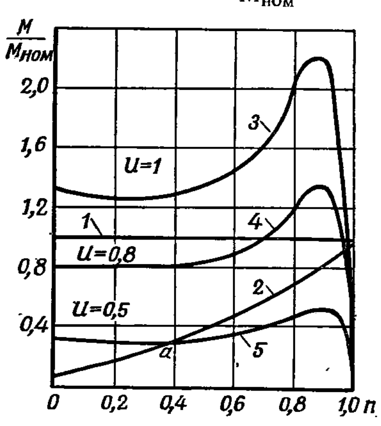


Рис. 186. Кривые безразмерных (относительных) величин пусковых моментов $\left(\frac{M_{п}}{M_{ном}}\right)$ асинхронного короткозамкнутого электродвигателя при разном напряжении (*3*, *4*, *5*); *2* — характеристика центробежного насоса; *1* — характеристика поршневого насоса ($M=\text{const}$) при оборотах от $n=0$ до $n=n_{ном}$.

изображено в виде кривых *2* или *3*. Как видно из рисунка 185, пусковые кривые насоса как при открытой, так и при закрытой задвижке не превосходят номинального момента.

На рисунке 186 показаны кривые пусковых моментов двигателя, работающего при напряжении $u=\frac{u}{u_{ном}}=1$ (кривая *3*), $u=\frac{u}{u_{ном}}\,0{,}8$ (кривая *4*) и $u=\frac{u}{u_{ном}}=0{,}5$ (кривая *5*). Как можно видеть из рисунка, при характеристике *3* возможна работа как центробежного насоса (кривая *2*), так и поршневого *1*. При кривых *4* и *2* возможна совместная работа, но при кривых *5* и *2* двигатель затормозится в точке *a* при работе с центробежным насосом, а с поршневым пуск при $\frac{u}{u_{иорм}}\leqslant 0{,}5$ невозможен. Если будет падать напряжение, то для предотвращения аварии необходимо выбрать соответствующую защиту двигателя. Асинхронные двигатели небольшой мощности для уменьшения пускового тока можно пускать при помощи переключателя со звезды на треугольник. Это возможно в том случае, когда двигатель работает при соединении статорной обмотки в треугольник.

На рисунке 157 была представлена крупная гидротехническая насосная станция. Установленные на ней электродвигатели, приводящие в движение осевые насосы, — синхронные с асинхронным запуском, $N_{дв}=3000$ *квт*, $n=214$ *об/мин*, $u=6$ *кв* [19]. На рисунке 187 показана пусковая характеристика двигателя при напряжениях $u=u_{ном}$ и $u=0{,}5\,u_{ном}$. Для двигателей с асинхронным пуском существенное значение имеют $M_{пуск}$ и подсинхронный (входной) вращающий момент $M_{вх}$, развиваемый двигателем при его пуске при скорости вращения, равной $n=0{,}95n_{синхр}$, и $M_{макс}$, который должен быть вдвое больше $M_{ном}$. На рисунке 187 показан пуск двигателя. На канале имени Москвы разработан и осуществлен автоматический прямой пуск насосного агрегата с синхронным электродвигателем. Рассмотрим технологическую схему пуска [20]. Выход воды из акведука в верхний бьеф канала перекрывается быстропадающим плоским затвором. Лебедка затвора имеет грузоподъемность 40 *т*. Для поворота лопастей установлены две полностью автоматизированные маслонапорные установки с давлением 20 *ат*. Поворот лопастей можно осуществить от —5° до +20°.

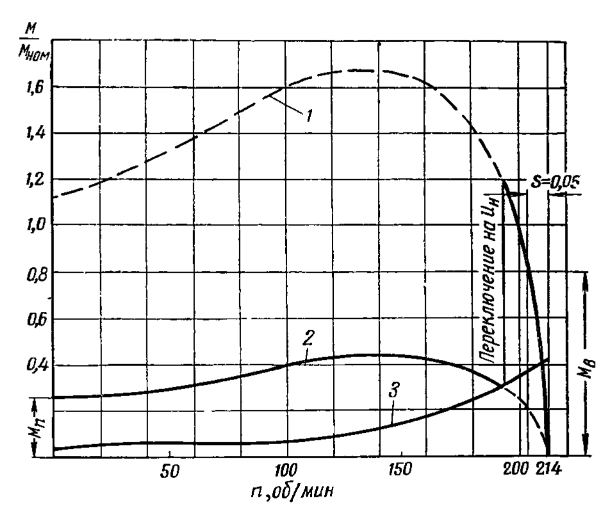


Рис. 187. Кривые пусковых моментов в относительных единицах $\left(\frac{M_п}{M_{ном}}\right)$:

1 — синхронного электродвигателя с асинхронным пуском при напряжении $u=u_{ном}$; *2* — то же, при напряжении $u=0{,}5\,u_{ном}$; *3* — осевого насоса с поворотными лопастями ОП-250.

На рисунке 188 показана технологическая схема пуска агрегата. После пуска двигателя лопасти рабочего колеса развертываются от пускового угла —5° до угла +2°, которому соответствует заполнение акведука водой. После этого затвор будет разгружен, так как давление

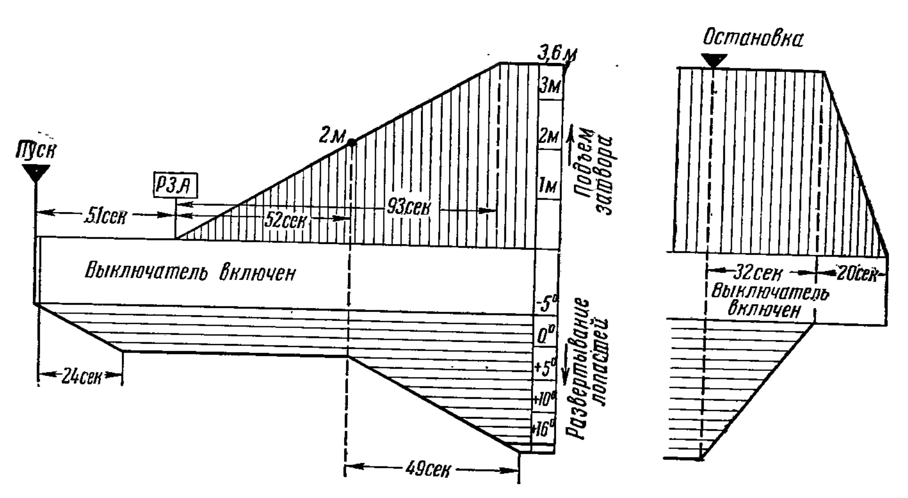


Рис. 188. Технологическая схема пуска и остановки поворотно-лопастного осевого насоса (ОП-250) с синхронным двигателем и асинхронным пуском.

на него будет с двух сторон, реле заполнения акведука водой (РЗА) осуществляет подъем быстропадающего плоского затвора. При подъеме его на 2 *м* путевой переключатель даст импульс на дальнейший разворот лопастей до величины угла +16°. Пуск агрегата будет закончен, когда затвор будет поднят на высоту 3,6 *м*, а угол поворота лопастей будет +16°.

При остановке агрегата операции выполняются в следующем порядке: 1) свертывание лопастей, 2) опускание затвора, 3) отключение выключателя. При аварии сначала отключается выключатель, потом опускается затвор и свертываются лопасти. На схеме приведено время последовательных операций.

Вопрос о регулировании производительности насосов рассмотрен для двигателей, у которых мощность или вращающий момент превосходили потребляемую мощность и необходимый момент вращения насоса. При этом выбранная с некоторым запасом мощность двигателя гарантировала работу при уменьшенной производительности насоса. Увеличение производительности насоса при рассмотренных двигателях возможно лишь в очень ограниченных пределах и зависит от выбранной нормальной мощности двигателя. Исключение составляют пропеллерные насосы, которые при уменьшении производительности требуют увеличенной мощности двигателя (по отношению к нормальной мощности). Это следует учитывать при определении условий совместной работы пропеллерного насоса и двигателя. Если необходимо уменьшить производительность осевого насоса, следует применять регулирование посредством поворота лопастей насоса на определенный угол.

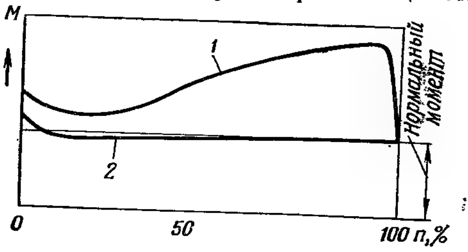


Рис. 189. Пусковые моменты асинхронного электродвигателя с глубоким пазом ротора (*1*) и непосредственным включением в сеть и поршневого насоса (2) при оборотах от $n=0$ до $n=n_1$.

Для поршневого насоса следует выбирать такой электродвигатель, который имел бы пусковой момент выше пускового момента насоса (рис. 189). Если двигатель переключается со звезды на треугольник, пусковой момент может оказаться недостаточным, так как поршневые насосы при наличии всасывания и отсутствии нагнетания имеют пусковой момент около 0,8—1,0 нормального. Некоторые двигатели при пуске с переключением звезды на треугольник дают пусковой момент, равный 0,6—0,7 нормального.

Центробежные насосы не требуют большого пускового момента и могут работать с короткозамкнутым двигателем простого типа. Если насос непосредственно включается в сеть при открытой задвижке, то требуется большой пусковой момент. В этом случае подходит двигатель с глубоким пазом и непосредственным включением в сеть. Если двигатель с глубоким пазом включить при пуске на звезду, то можно удовлетвориться и пониженным моментом.

Двигатель внутреннего сгорания запускают вхолостую. Поэтому следует предусматривать у двигателя шкив — фрикционную муфту или рабочий и холостой шкивы у насоса. При отсутствии того или другого привод осуществляют через промежуточную трансмиссию.

В заключение следует указать, что в практике оросительных насосных станций регулирование расходов насосов не применяется. Регулирование расходов, подаваемых насосной станцией, осуществляется числом работающих насосов. При этом чем больше число насосов и меньше производительность каждого, тем плавнее может быть регулирова-

ние. Но большое количество агрегатов повышает стоимость строительства и эксплуатации станции. В крупных насосных станциях с агрегатами большой производительности в некоторых случаях, чтобы покрыть малые расходы по графику, следует ставить один или два насоса малой производительности, увязывая ее с подачей форсированного расхода и резервированием. Все эти возможные решения подлежат обоснованию технико-экономическими расчетами. О регулировании производительности насосов и насосных станций осушительных систем и систем водоснабжения будет сказано ниже (см. гл. X и XI).

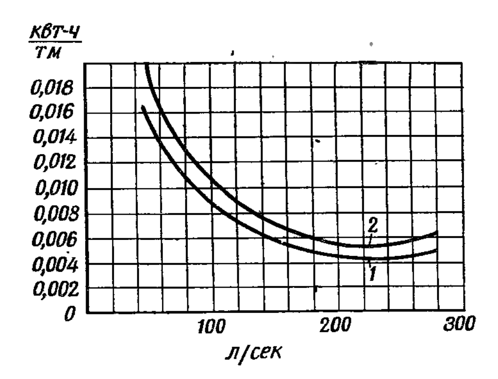


Рис. 190. Удельный расход электроэнергии в *квт-ч* на 1 *тм* поднятой воды:

1 — насосом О-350; *2* — двигателем насоса.

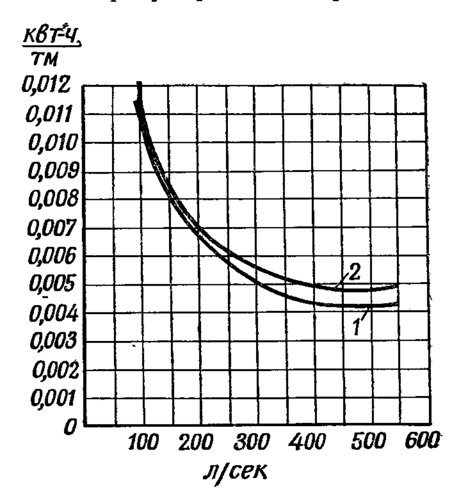


Рис. 191. Удельный расход электроэнергии в *квт-ч* на 1 *тм* поднятой воды:

1 — насосом 16НД$_н$ (при $n_s = 220$); *2* — электродвигателем насоса.

Остановимся на определении эксплуатационных показателей работы двигателя и насоса. Для электронасосов это будет затрата двигателем электроэнергии в киловатт-часах на 1 тонна-метр поднятой воды (*квт·ч/тм*).

На рисунке 190 показаны кривые изменения удельной энергии для модели пропеллерного насоса с диаметром колеса 350 *мм*; первая кривая построена без учета к. п. д. электродвигателя, а вторая кривая — с учетом его. Из чертежа можно видеть, что при увеличении напора на 25% и при одновременном уменьшении вдвое производительности насоса удельная энергия возрастает почти вдвое. Отсюда следует, что пропеллерный насос без поворотных лопастей дает хорошие эксплуатационные показатели лишь при его работе в зоне максимальных значений к. п. д.

На рисунке 191 приведены кривые удельной энергии для насоса 16НДн. Первая кривая относится к мощности насоса, а вторая — к мощности, потребляемой электродвигателем. Иногда строят кривые $\frac{квт \cdot ч}{м^3} = f(Q)$. При тепловых двигателях удельные показатели работы насосных агрегатов выражаются отношением расхода условного топлива в килограммах или тоннах к количеству поднятой насосом воды в тонна-метрах.

§ 6. ТРУБОПРОВОДЫ И ИХ АРМАТУРА ВНУТРИ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Внутри здания насосной станции располагаются всасывающие и напорные трубопроводы основных (главных) насосов с переключающими их соединениями, а также арматура, устанавливаемая на них: задвижки, обратные и предохранительные клапаны, монтажные вставки, компен-

саторы, контрольно-измерительная аппаратура, например водомеры. На трубопроводах устраивают водовыпуски и присоединения особых вспомогательных трубопроводов, необходимых при эксплуатации насосной станции. Кроме того, внутри здания станции располагаются трубопроводы вспомогательных насосов, обеспечивающих нормальную работу основного оборудования и здания станции, а именно: трубопроводы технического водоснабжения и противопожарные, маслопроводы, осушительные, дренажные и др.

Трубопроводы внутри здания станции можно разделить на четыре группы: всасывающие, напорные, сливные, разводящие; последние предназначаются для питания водой различных приборов, установок, противопожарной системы и др.

Для всасывающих трубопроводов применяют металлические, чугунные и стальные трубы. В здании насосной станции укладывают всасывающие трубопроводы из чугунных фланцевых труб с прокладками в стыках из резиновых колец; применяют стальные трубы со специальными резиновыми раструбными стыками, используют стальные трубы с наварными фланцами.

В последнее время получили широкое распространение стальные сварные трубы с устройством в необходимых местах, по монтажным и эксплуатационным условиям, фланцевых соединений.

На всасывающем трубопроводе задвижку необходимо ставить в следующих случаях: 1) при работе насоса с отрицательной высотой всасывания (рис. 173, *г* и *д*), если во входной части всасывающей трубы нет каких-либо других затворов, например щитов, шандор; последние применяют обычно в крупных насосных станциях (рис. 168, *а*); 2) при обслуживании одной всасывающей трубой нескольких насосов.

При работе насосов с положительной высотой всасывания задвижки на всасывающих трубопроводах могут пропускать воздух. В таких случаях устанавливают особые задвижки, не пропускающие воздух, или обычные задвижки, но расположенные горизонтально. При коротких всасывающих трубопроводах необходимо стремиться к устройству для каждого насоса отдельной всасывающей линии; тогда необходимость в задвижках (для насосов, работающих с положительной высотой всасывания) отпадает.

Основное требование, предъявляемое к всасывающему трубопроводу, — герметичность всех соединений, так как незначительные неплотности могут быть причиной уменьшения производительности насоса или даже срыва его работы. Наиболее надежны, просты по устройству и экономичны стальные трубопроводы, соединяемые на сварке.

Всасывающий трубопровод должен иметь достаточное поперечное сечение, обеспечивающее малые гидравлические сопротивления в нем, увязанные с допустимой величиной высоты всасывания насоса. Он не должен иметь резких поворотов и внезапных изменений сечения и должен идти к насосу с некоторым подъемом ($0{,}0005 \div 0{,}001$), чтобы нигде не мог скопиться воздух. Если трубопровод имеет больший диаметр, чем патрубок насоса (это почти всегда бывает в правильно запроектированном трубопроводе), то устраивают конический переход с горизонтальной верхней образующей (рис. 192). При этом длина перехода определяется по разности диаметров его из следующего равенства: $L = K(D - d)$, где $K = 6 \div 7$. Если во входной части всасывающего трубопровода есть приемный клапан, то он должен быть заглублен под уровень воды не менее чем на 0,8—1,0 *м*, в зависимости от размера клапана. На рисунке 192 показаны примеры неправильного и правильного устройства всасывающего трубопровода и присоединения его к насосу. По окончании монтажа всасывающего трубопровода необходимо испытать его герметичность. Трубопровод считается выдержавшим испытание, если при максималь-

ном рабочем вакууме в течение 10 минут не произошло снижения вакуума (длина трубопровода обычная, $l \approx 30$ *м*).

Приемные клапаны устанавливают на конце всасывающих линий в том случае, когда нет специального вакуум-насоса, при помощи которого можно отсосать воздух из всасывающего трубопровода и насоса и заполнить их водой. Из-за значительных гидравлических сопротивлений, создаваемых клапанами ($\zeta_{кл}$ доходит в некоторых случаях до 20), а также довольно быстрого их засорения и необходимости очистки клапаны

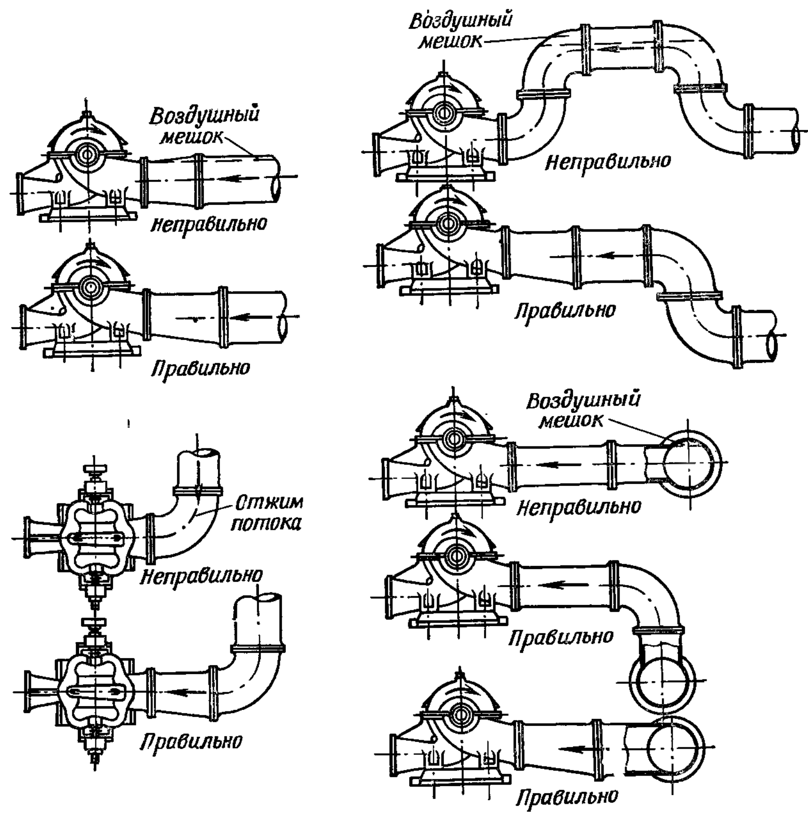


Рис. 192. Примеры правильного и неправильного устройства всасывающего трубопровода и его присоединения к насосу.

устанавливают на небольших и, как правило, временных установках, имеющих диаметр всасывающей трубы не более 300 *мм*. Всасывающие (приемные, пятовые) клапаны состоят из чугунного корпуса, к которому присоединяется коробка. В ней имеются приемные круглые или прямоугольные отверстия с чугунными или медными сетками. Клапаны применяют створчатые или тарельчатые. На рисунке 193, *а* показан большой створчатый приемный клапан с сетками, а на рисунке 193, *б* — тарельчатый клапан. Для возможности очистки клапана или выпуска воды из всасывающего трубопровода иногда устраивают (для подъема клапана) специальные рычаги, приводимые в действие при помощи особой цепи, выведенной наверх.

Сетки в приемном клапане из-за частого их засорения не ставят, а ограничиваются применением коробок с решетчатыми отверстиями. Наша промышленность выпускает приемный клапан диаметром от 50 до 400 *мм* с сеткой, весом от 9 до 315 *кг* [42]. В современных стационарных насосных станциях клапаны на всасывающих линиях не устанавливают,

а заливку всасывающих трубопроводов и центробежных насосов осуществляют вакуум-насосом.

Рассмотрим расположение всасывающих трубопроводов внутри насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения и небольших коммунальных станций. На рисунке 194, *а* показано расположение двух насосов. Каждый из них имеет отдельный всасывающий трубопровод.

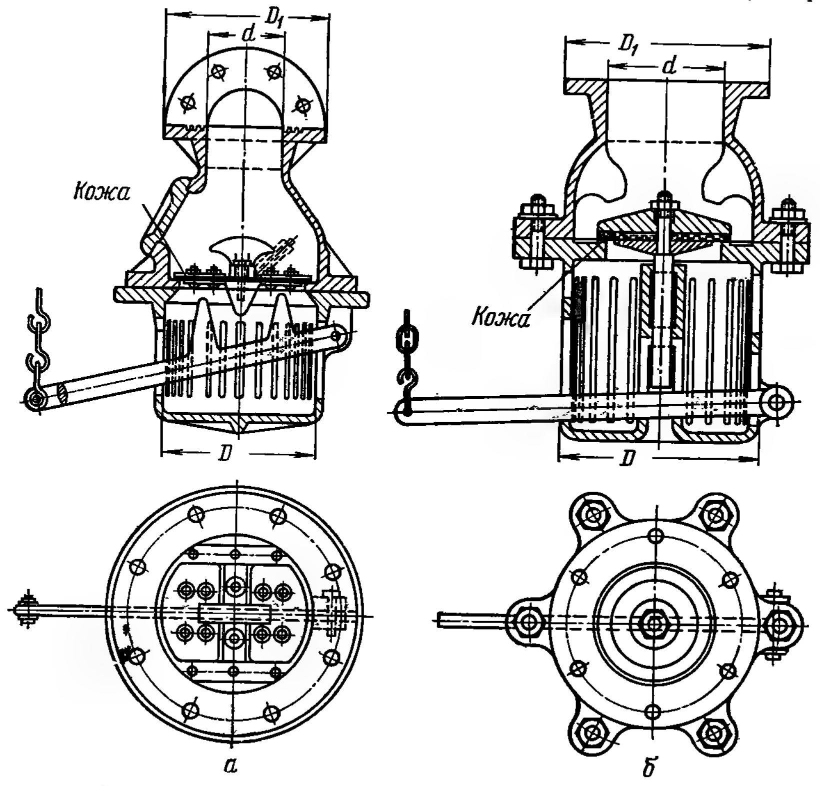


Рис. 193. Всасывающие (приемные, пятовые) клапаны:
а — створчатый; *б* — тарельчатый.

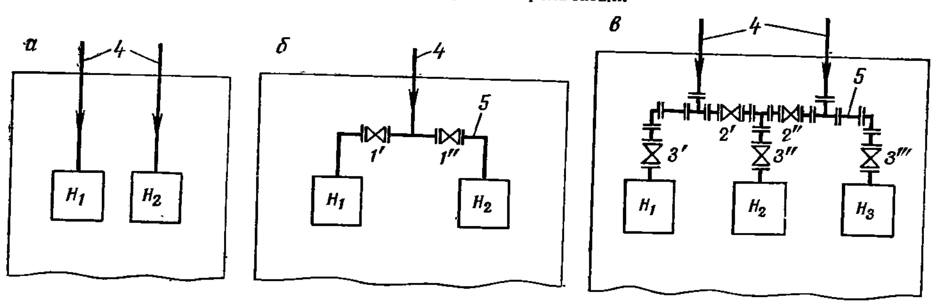


Рис. 194. Схемы внутристанционных коммуникаций всасывающих трубопроводов насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения:
1'—1'', 2'—2'', 3'—3'', 3''' — задвижки; 4 — всасывающие трубопроводы; 5 — коллектор (соединительный трубопровод); H_1, H_2, H_3 — насосы.

На трубопроводах задвижек обычно не ставят, они нужны лишь при отрицательной высоте всасывания. На рисунке 194, *б* показано расположение двух насосов при одном всасывающем трубопроводе. Внутри насосной станции этот трубопровод имеет ответвления к каждому из насосов. В этом случае на станции следует иметь резервную задвижку; при отказе одной из установленных задвижек ее заменяют с остановкой станции.

На рисунке 194, *в* показана схема расположения двух всасывающих трубопроводов к трем насосам. Как видно из чертежа, от двух всасывающих трубопроводов отдельные трубопроводы присоединены к трем насосам. Около каждого из насосов установлены задвижки *3*. На коллекторе установлены две задвижки *2*. Из трех насосов один является резервным, а два работают одновременно. Если работают два насоса, например H_1 и H_3, то каждый из них имеет свою всасывающую линию. Для этого надо открыть задвижки *3'* и *3'''*, а задвижки *2'*, *2''* и *3''* оставить закрытыми. При ремонте одной из трех задвижек, например *3'*, возмож-

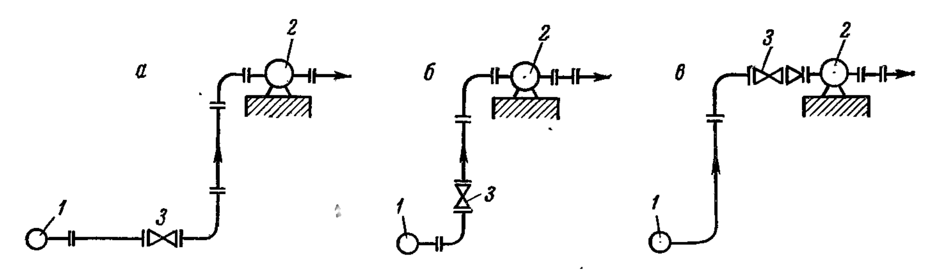


Рис. 195. Возможные схемы подвода всасывающих труб к насосам от коллектора. Рекомендуемые схемы *а* и *в*:

1 — коллектор; *2* — насос; *3* — задвижка.

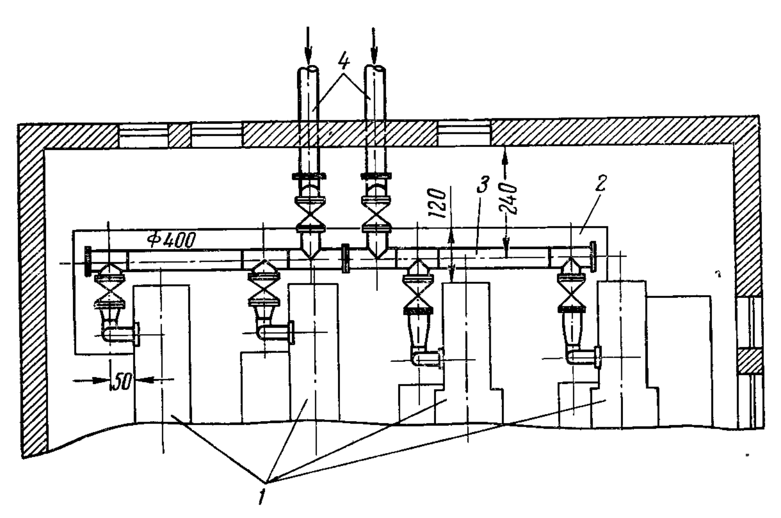


Рис. 196. Возможная схема внутристанционных коммуникаций всасывающих труб насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения при четырех агрегатах:

1 — насосы; *2* — канал для укладки труб; *3* — коллектор; *4* — всасывающие трубы.

на работа двух насосов H_2 и H_3. При ремонте одной из задвижек *2* работа насосной станции возможна только с одним насосом: H_3 или H_1. Производительность насосной станции в этих случаях будет составлять только 50% от ее нормальной производительности.

В обычных насосных станциях трубопроводы укладывают по схеме, изображенной на рисунке 194, *в* или 196, так как аварии с задвижками на всасывающей линии вообще довольно редки. При одной всасывающей линии для двух насосов задвижку следует располагать, как показано на рисунке 195, *а*.

При установке задвижки по схеме, изображенной на рисунке 195, *б*, под задвижкой в вертикальной ветви колена может скапливаться воздух, отчего не всегда удается запустить один насос при работе другого.

В этом случае перед отводами к насосам иногда рекомендуют устанавливать особый воздушный котел на всасывающем трубопроводе. Скапливающийся воздух из котла будет удаляться вакуум-насосом, благодаря чему возможен беспрепятственный пуск любого из насосов независимо от того, работает ли второй насос. Следует заметить, что опытных данных по такой установке воздушного котла нет и многие специалисты считают установку его нецелесообразной [34]. Наилучшим решением будет устройство отдельной всасывающей трубы для каждого насоса.

В насосной станции с поршневыми насосами при проектировании линий всасывающих трубопроводов лучше придерживаться схемы, изображенной на рисунке 194, *а*. В этом случае воду к каждому насосу подводят отдельным всасывающим трубопроводом, так как может появиться необходимость в установке воздушных колпаков на этих трубопроводах (см. гл. III, § 5). Диаметры всасывающих труб определяют, принимая скорость течения воды в них $v_в$ не больше 1,5÷2 *м/сек*. Это объясняется тем, что при больших скоростях увеличиваются потери при всасывании, а следовательно, уменьшается допустимая геодезическая высота всасывания, то есть необходимо снижать отметку расположения оси насоса.

На рисунке 196 показаны всасывающие трубопроводы и переключения их внутри здания насосной станции, где установлены четыре насоса производительностью по 125 *л/сек*, из которых два двухколесные типа М, а другие два четырехколесные того же типа. К станции подведены два всасывающих трубопровода диаметром по 400 *мм*. Они присоединены к всасывающему коллектору того же диаметра; из коллектора вода подводится к насосам отдельными трубопроводами, на которых установлены задвижки. На двух всасывающих трубопроводах внутри здания насосной станции расположены две задвижки. Всасывающий трубопровод при входе в здание расположен на той же глубине, что и вне здания станции, коллектор расположен выше под полом, в канале глубиной 0,8 *м*. При такой схеме на станции необходимо иметь резервную задвижку для замены вышедшей из строя. На время замены любой из задвижек необходимо остановить всю станцию и иметь либо резервную емкость, из которой питать сеть, либо прекратить питание сети, если такая возможность есть. Установка двух задвижек на коллекторе между всасывающими трубами вместо установки их на всасывающих трубах увеличивает обеспеченность подачи воды станцией до 50% при аварии с любой из задвижек.

В насосной станции большой производительности, как правило, каждый насос имеет свою всасывающую линию. Переключений между трубопроводами не устраивают. Задвижки при работе насосов под заливом стараются не ставить, а заменяют их во входной части трубопровода плоскими или шандорными затворами, как было указано выше. Об особенности расположения всасывающих труб в мелиоративных насосных станциях будет сказано ниже (см. гл. IX).

Подводящие к насосам воду трубопроводы, работающие под давлением ниже атмосферного (при вакууме), принято называть всасывающими, а работающие с избыточным давлением (более атмосферного) — подводящими.

Напорные трубопроводы внутри насосной станции предназначаются для подачи воды от насосов к внешним напорным водоводам. Обычно внешние напорные водоводы имеют две нитки, тогда как число насосов, а следовательно, и непосредственно отводящих от них воду напорных трубопроводов различно: два, три и больше. Поэтому должно быть осуществлено переключение напорных трубопроводов с большего числа их на меньшее внутри насосной станции или вне ее. Переключения внутри насосной станции удобнее осуществлять при сравнительно небольших диаметрах трубопровода (не свыше 300—400 *мм*).

При больших же диаметрах переключения можно устраивать внутри насосной станции или вне ее. В практике проектирования и строительства крупных насосных станций для промышленного и коммунального водоснабжения переключение напорных трубопроводов стараются осуществить обычно в здании насосной станции или в пристройке к ней. Наоборот, в мелиоративных насосных станциях, особенно сезонного значения, переключения принято устраивать вне здания станции.

Оба способа имеют свои достоинства и недостатки. При переключении трубопроводов внутри насосной станции все трубопроводы, а также их арматура находятся постоянно под наблюдением обслуживающего персонала. Небольшой ремонт арматуры можно выполнить непосредственно на месте, в насосном здании, где обычно устраивается монтажная площадка, имеются грузоподъемные устройства и небольшая ремонтная мастерская. Эти несомненные преимущества в эксплуатации связаны, однако, с необходимостью значительно увеличивать здание насосной станции.

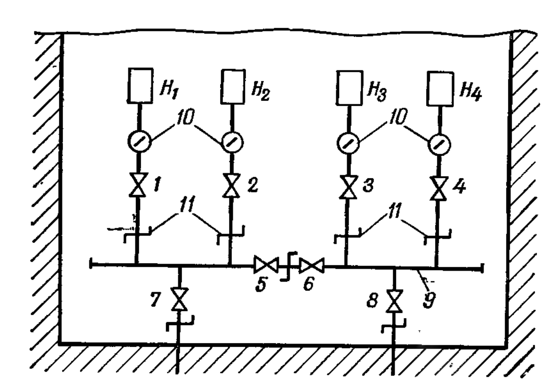


Рис. 197. Возможная схема внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов с коллектором в небольших насосных станциях:

H_1; H_2; H_3; H_4 — насосы; *1—8* — задвижки; *9*—коллектор; *10* — обратный клапан; *11* — сальник.

В практике встречается много различных способов переключения трубопроводов внутри крупных водопроводных насосных станций. На рисунке 170 показано довольно обычное соединение четырех идущих от насосов трубопроводов в два напорных трубопровода путем устройства коллектора. При горизонтальных насосах переключения устраивают иногда по схеме, изображенной на рисунке 197. В этом случае трубы, идущие от насосов, соединяются с напорными трубопроводами посредством коллектора. Такое переключение вызывает значительное увеличение гидравлических сопротивлений в трубопроводах и не всегда обеспечивает бесперебойную подачу воды; при аварии с любой из задвижек *1*, *2*, *3*, *4* или *5*, *6*, *7*, *8* отключается половина насосных агрегатов, а при аварии с двумя задвижками, например *7* и *3*, подача воды прекращается полностью.

Американский инженер Каннингэм разработал ряд положений, которыми следует руководствоваться при проектировании насосных станций, имеющих переключающие соединения трубопроводов. Они сводятся к следующему:

1) предусмотреть возможность ремонта любого насоса, задвижки или трубы без перерыва работы всей насосной станции и уменьшения ее производительности;

2) обеспечить подачу любым насосом в любой трубопровод;

3) предусмотреть возможность быстрого оперирования задвижками при аварии;

4) обеспечить свободный доступ к задвижкам и соединительным трубопроводам для осмотра и ремонта их;

5) предусмотреть в должном количестве надежные присоединения к напорным трубопроводам малых трубопроводов, необходимых для нужд самой станции.

Инженер Каннингэм считает, что этим положениям больше всего соответствует кольцевая система оборудования, которая к тому же допускает применение труб и задвижек меньшего диаметра.

На рисунке 198 приведены рекомендуемые Каннингэмом схемы переключений и соединений напорных трубопроводов. Эти схемы показывают, что ремонт любой из задвижек выключает только один насос и один напорный трубопровод. Особенно удачна схема *е*, где насосы нагнетают воду прямо в водоводы.

Схема *д* обеспечивает бо̀льшую бесперебойность в работе насосной станции, чем схемы *в* и *г*.

Рассмотренные схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов с переключениями и значительным количеством задвижек требуют зданий значительных размеров и вызывают удорожание здания насосной. Поэтому выбор той или иной схемы должен быть обоснован и увязан с назначением станции и графиком ее работы.

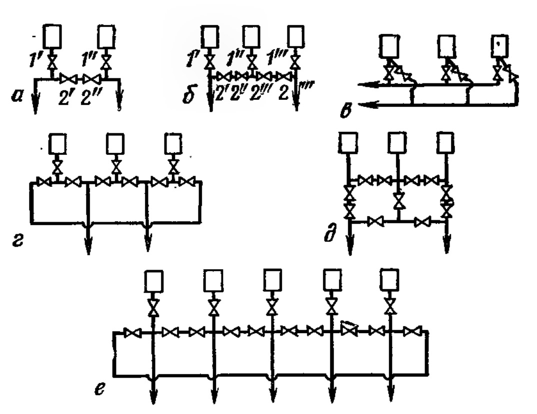


Рис. 198. Схемы внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов насосных станций для водоснабжения.

На нагнетательном трубопроводе, идущем от насоса, последовательно устанавливаются манометр, обратный клапан, регулирующая задвижка, водомер и при необходимости предохранительный клапан.

На рисунке 199 показан довольно распространенный способ установки арматуры на отводящем трубопроводе; напорный патрубок насоса направлен вертикально вверх. На рисунке 200 показан способ установки арматуры для случая, когда напорный патрубок насоса имеет горизонтальное положение. Обратный клапан ставят около насоса. Этот клапан предохраняет насос при его остановке от обратного тока воды и от возможных повреждений при гидравлических ударах в трубопроводах. Насосостроительные заводы часто рекомендуют ставить обратный клапан около насоса.

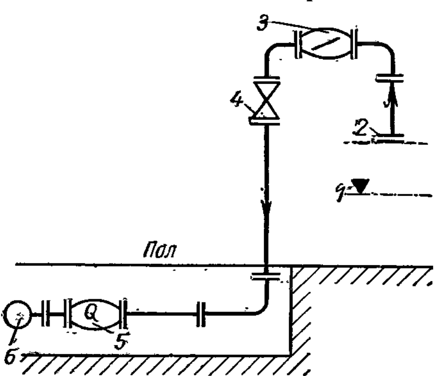


Рис. 199. Схема установки арматуры на напорном трубопроводе, идущем от насоса (патрубок направлен вверх):

1 — ось насоса; *2* — напорный патрубок насоса; *3* — обратный клапан; *4* — задвижка, *5* — водомер; *6* — коллектор.

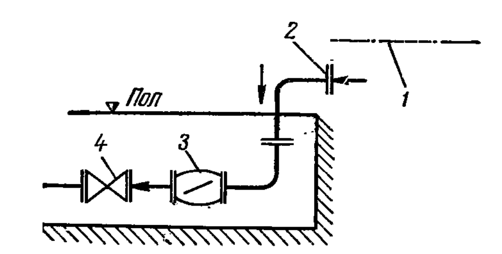


Рис. 200. Схема установки арматуры на напорном трубопроводе, идущем от насоса (патрубок направлен горизонтально):

2 — напорный патрубок насоса; *3* — обратный клапан; *4* — задвижка. Остальные обозначения те же, что на рисунке 199.

Следует еще учитывать установку водомера. По исследованиям профессора А. А. Сурина, наилучшим положением водомера системы Вольтмана (который распространен в насосных станциях водопроводов) следует считать вертикальное, в прямой струе, при движении воды снизу

вверх. При такой установке водомер дает более точные показания, чем при установке в горизонтальном положении. Исходя из этого, водомер, показанный на схеме (рис. 199), следовало бы поместить вслед за насосом, перед обратным клапаном, обеспечив этим достаточно прямолинейное движение струй воды.

Но такая установка водомера возможна лишь при вертикальном направлении (вверх) патрубка насоса. Современные насосы, как правило, имеют горизонтальные напорные патрубки внизу насоса *. Поэтому устанавливать водомер около насоса не следует, особенно на вертикальном участке трубы, при движении воды сверху вниз, так как в этом случае он часто дает неправильные показания. Его устанавливают на горизонтальном участке трубы, за регулировочной задвижкой. Профессор А. А. Сурин на основе своих опытов отмечает, что показания водомеров системы Вольтмана не зависят от повышения давлений вследствие гидравлических ударов. Поэтому рекомендованная выше схема установки арматуры насос — обратный клапан — задвижка — водомер может быть принята в небольших насосных станциях для сельскохозяйственного водоснабжения как основная. Заменять эту схему другими можно лишь в том случае, если функции обратного клапана и задвижки выполняет одно устройство, например дроссель, или если функция всех элементов (обратный клапан, задвижки, водомеры) выполняет, например, одна современная автоматическая коническая задвижка.

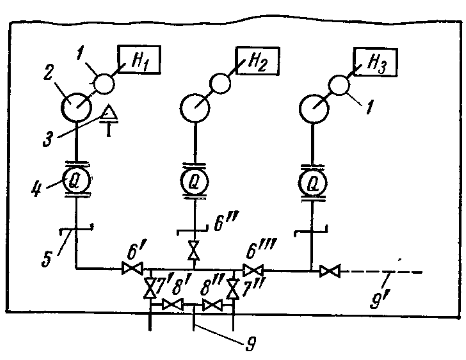


Рис. 201. Возможная схема внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов в насосных станциях сельскохозяйственного водоснабжения с поршневыми насосами:

H_1, H_2, H_3 — насосы; 1 — обратный клапан; 2 — воздушный котел; 3 — предохранительный клапан на котле; 4 — водомер; 5 — сальник; 6, 7, 8 — задвижки; 9 и 9′ — два варианта расположения сливной трубы.

В мелиоративных насосных станциях коммуникации и арматура напорных трубопроводов значительно проще. Наиболее распространенными являются схемы *а*, *б*, *в*, *д*, *ж*, *з*, приведенные на рисунке 316. Часто при коротких и отдельных трубопроводах у насосов, установленных с отрицательной высотой всасывания, ограничиваются установкой одного дросселя или устройством сифона с клапаном срыва вакуума на выходной части напорного трубопровода в напорном бассейне (см. рис. 161 и 168, *а*). Небольшая длина напорных трубопроводов мелиоративных насосных станций обусловливает небольшие объемы вытекающей из трубопровода воды при остановках насоса. Громоздкие, дорогие обратные клапаны, вызывающие большие гидравлические сопротивления, в крупных и средних насосных станциях применять не следует. Кроме того, конструкция обычных быстро закрывающихся обратных клапанов неудовлетворительна, и быстрое их закрытие при внезапной остановке насоса вызывает гидравлический удар. Трубопровод от насоса следует изолировать особым, постепенно закрывающимся затвором (дроссель, коническая задвижка и пр.), что ослабляет силу гидравлического удара. В небольших оросительных насосных станциях (с диаметром трубопро-

---

* По желанию заказчика насосостроительные заводы могут в некоторых конструкциях насосов расположить напорные патрубки в любых направлениях вертикальной плоскости (см. указание к расположению напорного патрубка насоса К, рис. 11).

водов 100—150 мм) обратные клапаны устанавливать можно, так как вследствие небольшого диаметра усилия, возникающие в трубопроводах, невелики и уравновешиваются самими трубопроводами.

Схема расположения напорных трубопроводов в насосных станциях сельскохозяйственного водоснабжения с поршневыми насосами изображена на рисунке 201. В некоторых случаях может не быть воздушного котла на напорной линии, например при ее сравнительно небольшой длине и достаточном объеме воздушного колпака, установленного на самом насосе. Следует напомнить, что поршневые насосы нельзя пускать при закрытой задвижке. Задвижки 7 устанавливают обычно в особых колодцах, внутри насосной станции. Они служат для отключения внешних напорных водоводов от трубопроводов, расположенных в здании насосной станции. Такие же задвижки устанавливают и в насосных станциях с центробежными насосами.

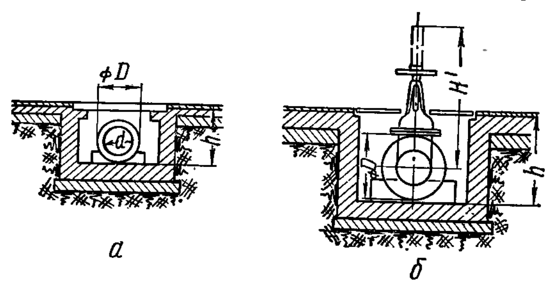


Рис. 202. Укладка внутристанционных трубопроводов в каналах при неполном скрытии задвижек.

При поршневых насосах (в отличие от центробежных) обязательно устанавливают предохранительный клапан на воздушном котле, а если котла нет, то на напорном трубопроводе. Такой клапан предохраняет поршневой насос от повреждений при нечаянном пуске с закрытой задвижкой. Обратный клапан ставится обычно между воздушным котлом и насосом.

Напорные трубопроводы внутри здания насосной станции обыкновенно устраивают из чугунных фланцевых труб или из сварных стальных труб с наваренными фланцами для соединения с фасонными частями и арматурой. Фасонные части трубопроводов применяют чугунные или стальные с фланцевыми соединениями, чем достигается удобство разборки и прочность стыков. *Раструбные соединения для напорных трубопроводов внутри насосной станции не применяют. Такие соединения не позволяют быстро разъединять и соединять трубопроводы.* Кроме того, на поворотах возникают усилия, стремящиеся разрушить места соединений напорных трубопроводов, поэтому раструбные соединения пришлось бы укреплять особыми анкерами, тогда как фланцевые соединения прочны и не требуют дополнительных укреплений.

При проектировании внутристанционных коммуникаций напорных трубопроводов приходится решать также следующие вопросы: 1) определять место укладки труб (под полом насосного помещения, на полу или поверху машинного здания); 2) определять диаметры напорных труб и их переключений внутри здания.

Кроме того, при проектировании внутристанционных трубопроводов надо учитывать следующее:

1) проектировать трубопровод так, чтобы вес труб не передавался на насос;

2) предусмотреть такую монтажную схему трубопровода, при которой температурные усилия, возникающие в трубопроводе, не передавались бы на насос;

3) все гидростатические усилия, возникающие на поворотах трубопровода, должны быть соответствующим образом уравновешены.

При необходимых диаметрах труб в здании насосных станций для сельскохозяйственного водоснабжения и населенных мест всасывающие, напорные и вспомогательные трубопроводы, а также арматуру, установ-

ленную на них, необходимо располагать так, чтобы они не мешали работе обслуживающего персонала и были доступны для осмотра и хорошо увязаны с общей компоновкой станции. Такому условию удовлетворяет укладка трубопроводов в полу станции в особых каналах или в подвальных помещениях, если они есть. Каналы сверху перекрывают съемными крышками из рифленого железа, дерева и т. д.

Глубину каналов h для случаев, показанных на рисунке 202, проектируют с таким расчетом, чтобы

$$h = D_ф + (0,15 \div 0,30)\ м.$$

Если же задвижка располагается в канале (рис. 203), то

$$h = H' + 0,5D_ф + 0,2\ м.$$

В этих формулах $D_ф$, H' и h приняты в метрах.

При больших диаметрах трубопроводов (400 *мм* и выше) их располагают на полу насосного помещения, так как устройство каналов связано со значительными расходами.

Для удобства передвижения внутри насосной станции над трубопроводами устраивают лестничные переходы (см. рис. 170, 171). В некоторых случаях напорные и всасывающие трубопроводы укладывают в подвальном помещении, специально для этого устроенном. Такое расположение трубопроводов хотя и связано с увеличением расходов, но зато предохраняет машинный зал насосной станции от сырости и затоплений при аварии трубопроводов. Подвальное помещение устраивают обычно в крупных насосных станциях с горизонтальными насосами и патрубками, направленными вниз от насосов. При вертикальных насосах трубопроводы находятся в нижнем насосном помещении, а электродвигатели размещаются наверху, в специальном сухом помещении, над насосами. В некоторых случаях, например при вертикальных пропеллерных насосах, напорные трубопроводы поднимают вверх, занимая при этом значительную часть насосного помещения. Такое расположение трубопроводов объясняется конструкцией насоса, что можно видеть из рисунка 168, *а*. Особый интерес в этом случае представляют насосные станции с осевыми насосами большой производительности и малого напора, устанавливаемые с наклонной осью (см. рис. 270). При вертикальных центробежных насосах напорные трубопроводы от насосов в здании часто поднимаются вертикально вверх. Это позволяет создать меньшее заглубление напорных трубопроводов у здания насосной станции, что значительно облегчает их обслуживание и эксплуатацию (см. рис. 162, 170).

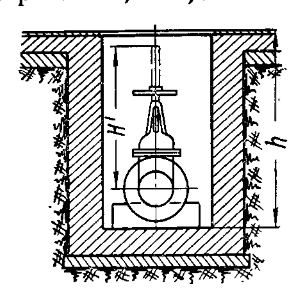


Рис. 203. Укладка внутристанционных трубопроводов в каналах с полным скрытием задвижек.

Скорость движения воды в напорных трубопроводах, уложенных внутри насосной станции, не должна быть большой во избежание значительных потерь на гидравлические сопротивления. Поэтому «экономическую» величину скорости не следовало бы проектировать больше 1,5 *м/сек*. Однако в целях уменьшения диаметра задвижек, что необходимо для ускорения их открытия, закрытия, а также и удешевления, диаметр трубопроводов уменьшают, принимая скорость в трубопроводах 2 *м/сек* и более. Понятно, что при такой величине скорости увеличиваются гидравлические сопротивления и ускоряется изнашиваемость труб от неотфильтрованной воды.

При выборе расчетной величины скорости необходимо учитывать последние соображения; в некоторых случаях будет выгодно пойти на увеличение диаметров трубопроводов и соответственно этому уменьшить

скорость движения жидкости по трубам. Общее правило, которое следует соблюдать при проектировании внутристанционных напорных коммуникаций, это плавно уменьшать величину скорости течения воды от напорного патрубка насоса до напорного трубопровода.

Чтобы предупредить передачу на насос усилий от температурных деформаций трубопровода, на последнем ставят компенсаторы. В этом случае получается как бы разрезная система трубопроводов (вместо жесткой системы без компенсаторов). Однако установка компенсаторов внутри здания станции должна быть обоснована и проверена расчетом. Например, установка компенсатора около горизонтального насоса на одном из трубопроводов (напорном или всасывающем) ухудшит положение, так как температурные усилия в том случае, когда нет компенсатора, а оси патрубков совпадают, взаимно уравновешиваются. Если оси входного и напорного патрубков параллельны, но не совпадают, то от температурных усилий образуется пара сил, стремящаяся перекосить насос. В этом случае компенсаторы на обоих трубопроводах могут быть необходимы. При компенсаторах может появиться необходимость в устройстве упоров. Гидростатические усилия, возникающие на закруглениях трубопроводов, должны быть при необходимости уравновешены постановкой специальных упоров.

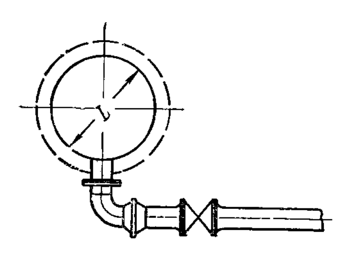


Рис. 204. Один из возможных вариантов присоединения водовыпускной (сливной) трубы.

Компенсаторы и упоры ставят главным образом при больших трубопроводах; при небольших диаметрах трубопроводов (от 50 до 200 *мм*) они обычно не нужны. Часто роль компенсатора выполняет устанавливаемая около напорного патрубка насоса монтажная вставка.

Для опорожнения трубопроводов необходимо устраивать водовыпуски (рис. 168, *а*). Водовыпускная труба в этом случае отводит воду к осушительной трубе, расположенной в потерне насосной станции. Общий случай присоединения водовыпускной трубы приведен на рисунке 204. На рисунке 201 было показано расположение сливной (водовыпускной) трубы и присоединение ее к напорным трубопроводам в двух вариантах. Такое устройство довольно типично для небольших насосных станций.

При необходимости сливную трубу можно использовать и для промывки самотечных линий. В этом случае от промывной трубы делают отвод в канализацию. Он служит для спуска воды из напорных трубопроводов в том случае, когда не требуется промывка самотечных труб, а воду необходимо спустить из напорных трубопроводов.

§ 7. АРМАТУРА ТРУБОПРОВОДОВ

Трубопроводной арматурой называются различные устройства, в которых изменяется площадь для прохода движущейся по трубопроводу жидкости. Арматуру составляют задвижки, затворы, клапаны, вентили, краны и т. д. По выполняемым функциям различают следующие виды арматуры:

1) запорную, которая отключает одну часть трубопровода от другой, например вентили, задвижки, затворы, краны;

2) дроссельную (вентили, краны, клапаны), в задачу которой входит изменение давления у протекающей жидкости или недопущение увеличения его сверх определенной величины.

Обе группы составляют приводную арматуру, то есть такую, в которой подъем и опускание затвора осуществляются вручную или при помощи особого приводного устройства.

Арматура может быть не только приводной, но и самодействующей. В последней затвор приводится в движение автоматически, вследствие изменения условий для протекающей или покоящейся жидкости (например, обратные предохранительные клапаны, противоаварийные устройства, аэрационная и конденсационная арматура). По выполняемым функциям различают четыре типа арматуры:

1) вентильный тип, в котором затвор, называемый золотником, перемещается вдоль оси седла корпуса (рис. 205, *а*). К этому же типу можно отнести шаровой самодействующий клапан, применяемый как обратный клапан и как устройство в аппаратах по впуску или выпуску воздуха (вантуз);

2) задвижка, в которой затвор, называемый диском (клином), перемещается нормально к оси прохода уплотнительных поверхностей корпуса (рис. 205, *б*);

3) кран, в котором затвор, называемый пробкой, перемещается путем поворота вокруг своей оси, скользя по уплотнительным поверхностям корпуса (рис. 205, *в*);

Рис. 205. Типы арматуры по выполняемым функциям и устройству запорно-регулирующих органов:

а — вентильный тип; *б* — задвижка; *в* — кран; *г* — поворотный клапан (обратный клапан — дроссельный затвор); *1* — золотник; *2* — диск или клин; *3* — пробка; *4* — диск.

4) поворотный клапанный тип, в этом случае затвор, называемый диском, перемещается путем вращения вокруг своей оси, расположенной в плоскости, перпендикулярной оси прохода (рис. 205, *г*). К этому типу относят обратные клапаны, дроссельные затворы.

При подборе арматуры по каталогам-справочникам следует различать давления: условные, рабочие и пробные (по существующим ГОСТ). Фактическое рабочее давление $P_{раб}$ при заданной температуре приравнивается к давлению жидкости при нормальной температуре; последнее и называется условным давлением $P_у$. При одном и том же рабочем давлении чем выше температура жидкости, тем выше и $P_у$, но при температуре от 0 до 120° С $P_{раб}=P_у$. Пробное давление, при котором производится испытание арматуры, должно соответствовать той температуре, при которой она будет работать; так, при температуре жидкости от 0 до 120° С (1-я ступень температуры), если $P_у=P_{раб}=4$ *кг/см²*, то $P_{проб}=6{,}5$ *кг/см²* (по ГОСТ). Условным проходом арматуры считается размер по ее присоединительным концам $D_у$ в *мм*.

В каталоге-справочнике «Промышленная трубопроводная арматура» (ЦБТИ, Главгидромаш, 1955) вся арматура имеет условные обозначения. Первая цифровая характеристика обозначает изделие (например, вентиль обозначен цифрой *15*, приемный клапан с сеткой — *16*, обратный поворотный клапан — *19*, затвор — *32*, задвижка — *30*, предохранительный клапан — *17* и т. д.). Вторая буквенная характеристика обозначает материал корпуса изделия (например, сталь углеродистая

обозначается С, чугун серый — Ч, а ковкий — КЧ, латунь и бронза — Б и т. д.). Третья цифровая характеристика в обозначении изделия указывает фигуру, характеризующую конструктивные особенности изделия в пределах таблицы. При наличии в характеристике трехзначного числа последние две цифры обозначают фигуру, а первая цифра указывает вид привода. Так, механический привод с червячной передачей обозначается цифрой *3*, с цилиндрической — *4*, с конической — *5*, гидравлический привод — *7*, электрический — *9* и т. д. Четвертая характеристика обозначает материал, из которого выполнены уплотнительные поверхности изделия. Например, латунь или бронза обозначаются Бр, баббит — Бт, резина — Р и т. д.

Обозначение 16Ч40Р читается так: *16* — клапан приемный с сеткой: Ч — корпус из серого чугуна, цифра *40* указывает на номер фигуры и что арматура самодействующая; Р — в качестве уплотнительного материала применена резина. Такой клапан имеет $D_у$ от 50 до 400 *мм* и соответствует стандарту чугунных фланцевых труб. Например, 30Ч914Бр обозначает: *30* — задвижка, Ч — корпус из серого чугуна; *9* — электрический привод; *14* — обозначение фигуры; Бр — уплотнительные кольца из бронзы или латуни.

В каталоге указывается, что 30Ч914Бр — запорная параллельная фланцевая задвижка с невыдвижным шпинделем с электроприводом применяется для воды температурой до 120° С. Условное давление $P_у = 6$ *кг/см²*, пробное $P_{пр} = 9$ *кг/см²* и рабочее $P_{раб} = 6$ *кг/см²*; $D_у = 500 \div 1600/1400$ *мм*; вес изменяется от 1074 до 11 350 *кг*; время открытия: для $D_у = 500$ *мм* — 1,5 минуты, для $D_у = 1400$ *мм* — 7,7 минуты.

Задвижки выпускаются параллельные и клиновые. Первые имеют параллельное расположение затворных уплотнительных поверхностей и разделяются на самоуплотняющиеся, распорные и с механическим управлением дисков. Самоуплотняющиеся — это такие задвижки, в которых герметичность затвора достигается давлением жидкости на диск, расположенный вторым по направлению движения жидкости. Распорные задвижки имеют специальное устройство в виде одного или двух распорных клиньев. В этом случае имеется дополнительное устройство — принудительный затвор. К задвижкам с механическим управлением дисков относятся такие, в которых в начале закрытия диски движутся параллельно уплотнительным поверхностям и затем раздвигаются, плотно закрывая проход.

В клиновых задвижках затворные уплотнительные поверхности наклонены к вертикальной оси корпуса. Следовательно, в этом случае сам затвор представляет собой клин, который изготовляется сплошным или шарнирным.

Задвижки различают также по способу устройства шпинделя. Он может быть выдвижным, то есть иметь поступательное движение, или неподвижным. В последнем случае он имеет только вращательное движение и его резьбовая часть располагается в корпусе задвижки, то есть подвергается воздействию протекаемой жидкости.

При выборе типа задвижки надо учитывать: 1) соответствие давлений в трубопроводе допускаемым для задвижки, 2) соответствие диаметра трубопровода и задвижки, 3) недостатки отдельных задвижек, 4) допускаемое расположение задвижек на трубопроводе, 5) надежность привода. Параллельные и клиновые чугунные задвижки с ручным приводом требуют больших усилий при их закрытии и открытии, особенно при больших диаметрах и давлениях. Неравномерно изменяется степень открытия или закрытия задвижек, они медленно открываются и закрываются. Клиновые задвижки менее распространены в практике, чем параллельные. Как те, так и другие задвижки с невыдвижным шпинделем можно устанавливать на горизонтальных трубопроводах с вертикально

расположенным шпинделем. Допускается и горизонтальное расположение задвижки «на ребро», а в вертикальных трубопроводах — и «плашмя». Ручные задвижки с зубчатой передачей можно устанавливать только на горизонтальном трубопроводе с вертикальным расположением шпинделя.

Существенный недостаток клиновых задвижек состоит также в том, что уплотнительные кольца быстро изнашиваются, а при долгом пребывании в закрытом состоянии клин часто заедает. Кроме того, надо учитывать, что для задвижек с выдвижным шпинделем требуется большая высота насосного помещения с учетом необходимости вывертывания шпинделя из корпуса. Положительное качество задвижек — хорошая их герметичность при перекрытии трубопроводов.

Задвижки с электрическим приводом удобны при дистанционном и автоматическом управлении. Их выпускают для воды на давления $P_у$ от 2,5 до 64 *кг/см²*; для нефтепродуктов верхним пределом является $P_у = 700$ *кг/см²*.

В крупных задвижках ($D_у >$ > 350 *мм*) для уравновешивания давления по обе стороны корпуса применяют обводные трубопроводы с расположенными на них задвижками меньших диаметров, чем на главных трубопроводах (такое устройство называется бай-пасс) (см. рис. 207, *а*).

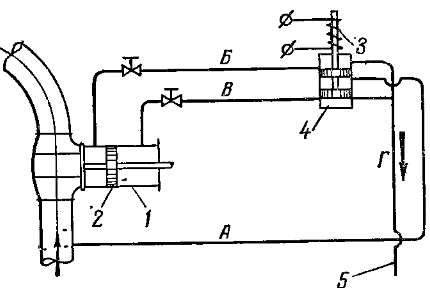


Рис. 206. Схема гидравлического привода задвижки:

А — труба подачи напорной воды; *Б* — труба, питающая сервомотор при открытии задвижки; *В* — труба, питающая сервомотор при закрытии задвижки; *Г* — сливная труба; *1* — сервомотор (гидравлический двигатель); *2* — поршень сервомотора; *3* — соленоид; *4* — золотник; *5* — сливная труба.

В практике крупных насосных станций большое распространение имеет гидравлический привод задвижек, которые в этом случае называются гидравлическими, а при автоматизации их работы они называются автоматическими задвижками с гидравлическим приводом. На рисунке 206 показана схема привода гидравлической задвижки. Одновременно с пуском двигателя насоса пропускается ток через обмотку соленоида. При этом сердечник последнего втягивается и перемещает шток золотника *4* в верхнее положение. В результате этого вода из напорного трубопровода по трубе *А* поступает в среднюю камеру золотника, откуда по трубе *Б* через особый регулирующий вентиль она попадает в левую часть сервомотора задвижки, представляющего собой цилиндр с передвигающимся в нем поршнем *2*. Под определенным давлением *p* воды поршень сервомотора передвигается вправо, увлекая за собой диск задвижки, которая при этом открывается.

Вода, находящаяся в правой части сервомотора, выталкивается поршнем из цилиндра и по трубе *В* попадает в нижнюю камеру золотника. Отсюда она по сливной трубе *Г* направляется в отводящий канал. Если двигатель насоса отключить, то цепь тока, питающего соленоид, также прервется, и питание соленоида прекратится. Сердечник соленоида под влиянием собственного веса опустится, а вместе с ним и шток золотника опустится в крайнее положение. Вода из средней камеры золотника поступит по трубе *В* в нижнюю часть сервомотора, в результате чего его поршень переместится в левое положение и закроет задвижку. При этом вода из левой части цилиндра сервомотора вытолкнется по трубе *Б* в верхнюю камеру золотника, а оттуда по сливной трубе *Г* попадет в отводящий канал.

Вентили на трубах *Б* и *В* предназначены для регулирования скорости открывания и закрывания задвижки путем дросселирования пото-

ка воды, поступающий в сервомотор. Вентили на трубах *Б* и *В* могут иметь механический привод.

Рассмотренный способ действия гидравлического привода дает ясное представление и о принципе автоматизации управления им.

Приводим основные расчетные данные для гидравлического привода задвижки. Допустим, что рабочее давление в трубопроводе равно p, а диаметр задвижки D; тогда для открытия задвижки необходимо приложить усилие P. Оно должно преодолеть силу трения задвижки P_1 от

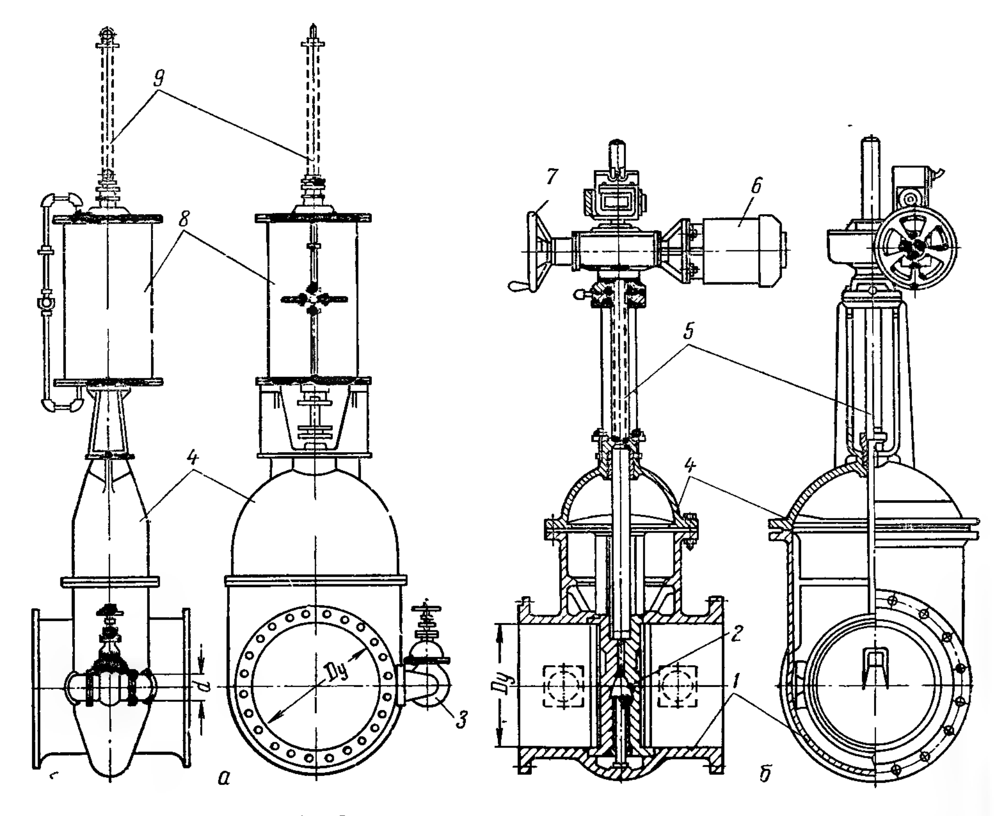


Рис. 207. Задвижки с механическим приводом:

а — с гидравлическим; *б* — с электрическим; *1* — корпус задвижек; *2* — параллельные запорные диски; *3* — бай-пасс (обводная труба); *4* — крышка; *5* — шпиндель (шток); *6* — электропривод; *7* — маховик ручного привода; *8* — гидравлический двигатель (сервомотор); *9* — выдвижение шпинделя.

давления воды и силу P_2, необходимую для открытия задвижки, без учета гидростатического давления, то есть

$$P = P_1 + P_2 = \mu \frac{\pi D^2}{4} p + P_2,$$

где μ — коэффициент трения;

p — давление на 1 *см*^{2};

D — диаметр трубопровода в *см*.

P_1 и P_2 выражают в *кг*.

Сила P_2 определяется из условия расчета винта задвижки. Определив силу P, которую в практике увеличивают на 20—25%, можно определить площадь поршня $F_п$ сервомотора:

$$F_п = 1{,}05 \frac{P}{n},$$

где 1,05 — коэффициент увеличения площади поршня за счет уменьшения площади штока.

Ход поршня S определяется ходом шпинделя задвижки. Количество воды, необходимое для заполнения цилиндра, будет равно $F_п S$. Если принять, что поршень задвижки двигается равномерно, а необходимое время для закрытия задвижки равно t, то скорость движения поршня $v_п = \frac{S}{t}$.

Задаваясь скоростью v_1 движения жидкости в подводящих трубках, можно определить и площадь их сечения $F_{тр} = \frac{v_п \cdot F_п}{v_1}$, а затем и диаметр трубок. Размеры хода якоря электромагнита определяют, исходя из необходимого хода золотника, определяемого диаметром подводящих трубок и их расположением.

К недостаткам таких задвижек относится необходимость иметь в напорном трубопроводе достаточное давление p, в противном случае нужно устанавливать особое устройство, состоящее из компрессора с ресивером и гидроаккумулятора, из которого вода под давлением будет подаваться к приводу задвижки. Такая компрессорная установка может быть использована не только для привода задвижки, но и для пневматического водоснабжения насосной станции.

В насосных станциях с автоматическим управлением устанавливают задвижки с механическим управлением. В неавтоматизированных стационарных станциях для облегчения труда обслуживающего персонала задвижки диаметром более 350—400 *мм* следует устанавливать также с механическим приводом.

В автоматизированных насосных станциях задвижка на бай-пассе также имеет механический привод.

В США применяют исключительно автоматические конические задвижки диаметром от 100 до 1600 *мм* с механическим приводом. Иногда их делают и с ручным приводом.

Наша промышленность изготовляет конические задвижки как «Затворы автоматические конусные, чугунные, с гидроприводом и с электроприводом». Первый обозначается 32Ч701Бр и 32Ч701нж, а второй — 32Ч902Бр и 32Ч902нж (*32* — затвор, Ч — корпус из серого чугуна, *7* — гидропривод, *9* — электропривод, *01* и *02* — обозначение фигуры, Бр — уплотнительное кольцо пробки из латуни, нж — кольцо из кислотоупорной стали). $P_у = 10$ *кг/см*^{2}, $P_{пр} = 15$ *кг/см*^{2} и $P_{раб} = 10$ *кг/см*^{2} при $t < 60°$ С. Управление гидроприводом автоматическое от золотника с тяговым электромагнитом (ЭС1-6130). Кроме автоматического, имеется ручное управление гидроприводом от золотникового распределителя. Затвор срабатывает в пределах 0,2—0,6 минуты. Его устанавливают на горизонтальном трубопроводе в вертикальном положении. Время полного открытия затвора электроприводом от 1,0 до 1,5 минуты.

К недостаткам затворов конусного типа следует отнести сложность конструкции, возможность работы при пропуске воды в одном направлении. Конусный затвор (рис. 208) состоит из чугунного корпуса *1*, в котором насажена коническая пробка *2*, имеющая сквозное круглое отверстие; диаметр его $D_у$ равен диаметру корпуса. Фланцы корпуса предназначены для крепления затвора на напорном трубопроводе, а боковой фланец необходим для крепления кожуха, в котором помещается поворотное устройство. Уплотнение пробки в корпусе осуществляется четырьмя бронзовыми кольцами, которые попарно приваривают к пробке и к корпусу. К верхней части пробки прикреплен шпиндель *3*, имеющий резьбу.

В указанном на рисунке 208 положении затвор закрыт. Для его открытия надо передвинуть шпинделем пробку *2* немного вверх и повер-

нуть ее на угол 90°, а затем опять поставить в первоначальное положение.

Для маневрирования затвором имеются следующие устройства в кожухе затвора. Шпиндель *3* проходит через сальник *5*. На нарезную часть шпинделя *3* посажена разрезная гайка *4*, которая укреплена на траверсе *7* таким образом, что может иметь только вращательное движение, а перемещаться вверх или вниз не может. Поворотом гайки при помощи рычага и шарнирно соединенного (посредством серьги с гайкой и нижним пальцем) особого ползуна *8*, имеющего поступательное движение, осуществляется небольшое перемещение конуса *2* при открытии затвора. Ползун перемещается поступательно по двум направляющим, которые укреплены на кожухе затвора. Поворот пробки производится при помощи рычага-ротора *6*.

Рис. 208. Конусный затвор:

а — разрез затвора по оси трубопровода; *б* — план затвора (крышка *11* снята).

Как видно из рисунка 208, ползун *8* перемещается вдоль шпинделя *9*, имеющего резьбу. Шпиндель *9* может вращаться от привода, но не имеет поступательного движения, благодаря чему поступательное движение имет ползун *8*. Ползун скользит по направляющим вдоль прямой части рычага *6*, которая не оказывает на шпиндель *3* и пробку *2* никакого действия. В это время нижний палец ползуна будет поворачивать гайку *4* и передвигать таким образом шпиндель *3*. При дальнейшем вращении шпинделя *9* ролик *10* ползуна *8* подойдет к вырезу рычага-ротора *6*, будет действовать на его второе плечо и вместе с рычагом *6*, который наглухо насажен на шпиндель *3*, повернет пробку на угол 90°. После этого ролик *10* перестанет действовать на рычаг, так как он будет двигаться, как и в первом случае, вдоль прямой части второго плеча рычага-ротора, удерживаемого упором. При этом палец ползуна через рычаг будет действовать на гайку *3* и заставит ее вращаться в обратном направлении; шпиндель пробки опустится, и пробка заклинится в открытом положении.

При закрытии затвора производится операция, аналогичная рассмотренной. Кожух задвижки сверху имеет указатель степени открытия затвора.

На рисунке 208 приведен конический затвор с ручным приводом. Если к ползуну *8* вместо шпинделя *9*, который необходим при ручном приводе, присоединить шток гидродвигателя и установить последний

на затворе, то получится конический затвор с гидравлическим приводом.

Если впуск и выпуск воды из цилиндра сервомотора сделать автоматическим, используя, например, схему, приведенную на рисунке 206, то получится автоматический конический затвор. Скорость открытия или закрытия затвора можно регулировать, поэтому он заменяет обратный клапан и обыкновенную задвижку. Если к ручному приводу (к шпинделю) присоединить через редуктор электродвигатель, то будем иметь конический затвор с электроприводом, управление которым легко может быть автоматизировано.

По данным инж. В. Ф. Кожинова, при скорости движения воды в трубопроводе 1,2 *м/сек* потери напора в обыкновенных задвижках эквивалентны потерям в конических затворах при диаметрах, указанных ниже:

Тип задвижки	Диаметры задвижек, *мм*				
Обыкновенная	750	900	1050	1200	1500
Конический затвор	500	600	750	900	1050

Отсюда следует, что при одном и том же диаметре водовода можно устанавливать конические затворы меньших диаметров, чем обыкновенные.

Кроме того, конический затвор позволяет уменьшить силу гидравлического удара, возникающего при закрытии задвижки. Это достигается тем, что вначале обеспечивается быстрое закрытие затвора, потом оно значительно замедляется.

Следует заметить, что регулировка времени закрытия или открытия затвора в широком диапазоне возможна только при индивидуальном приводе. При соответствующей тарировке пропускной способности затвора в зависимости от степени его открытия затвор может заменить водомер.

При больших диаметрах трубопроводов (более 1500 *мм*) применяют поворотные дисковые затворы (дроссели), с гидравлическим, электрическим и ручным приводами (рис. 209). Этот тип затвора является одним из наименее плотных (при больших диаметрах). Поэтому иногда для достижения большей непроницаемости устанавливают два таких затвора последовательно один за другим.

Для трубопроводов больших диаметров ($D_у = 1200$, 1400 и 1600 *мм*) изготовляют затвор дроссельного типа 32Ч904Р и 32Ч704Р, давление $P_у = 10$ и 6 *кг/см*², $P_{пр} = 16$ и 9 *кг/см*², $P_{раб} = 10$ и 6 *кг/см*²; первые цифры указаны для $D_у = 1200$ и 1400 *мм*, а вторые для $D_у = 1600$ *мм*. Это затвор поворотный дисковый с электроприводом (цифра *9*) или гидроприводом (на что указывает цифра *7*). В этой конструкции поворотный диск затвора выполнен пустотелым и имеет чечевицеобразную форму. Затвор имеет шланговое уплотнение и состоит из корпуса, диска и двух полуосей, жестко связанных с диском и служащих для его поворота из положения «Закрыто» в положение «Открыто». Для автоматизации работы уплотнительного шланга в затворе использованы два обратных клапана, трехходовой кран и мультипликатор, обеспечивающие подачу повышенного давления в уплотнительный шланг при закрытии затвора и снятие этого давления при его открытии.

Дисковые затворы изготовляются значительных диаметров — 2,5 *м* и более. К их достоинствам следует отнести: быстроту открытия и закрытия; меньшие габариты, вес и стоимость, чем других затворов. Дисковые затворы при полном открытии создают несколько бо̀льшие гидравлические сопротивления, чем задвижки. Открытие дисковых затворов обычно осуществляют при уравновешивании давления с обеих сторон, что обеспечивается применением бай-пассов, как и в задвижках.

Другие типы затворов (игольчатые, шаровые) сравнительно редко применяют в насосных станциях, поэтому они здесь не рассматриваются.

Предохранительные клапаны, применяемые в насосных станциях, открываются при понижении давления в трубопроводе, так как гидравлические удары, возникающие в напорных трубопроводах при внезапном отключении насосного агрегата, несколько отличаются (характером протекания процесса, а иногда и величиной вызванного повышения давления) от прямых гидравлических ударов.

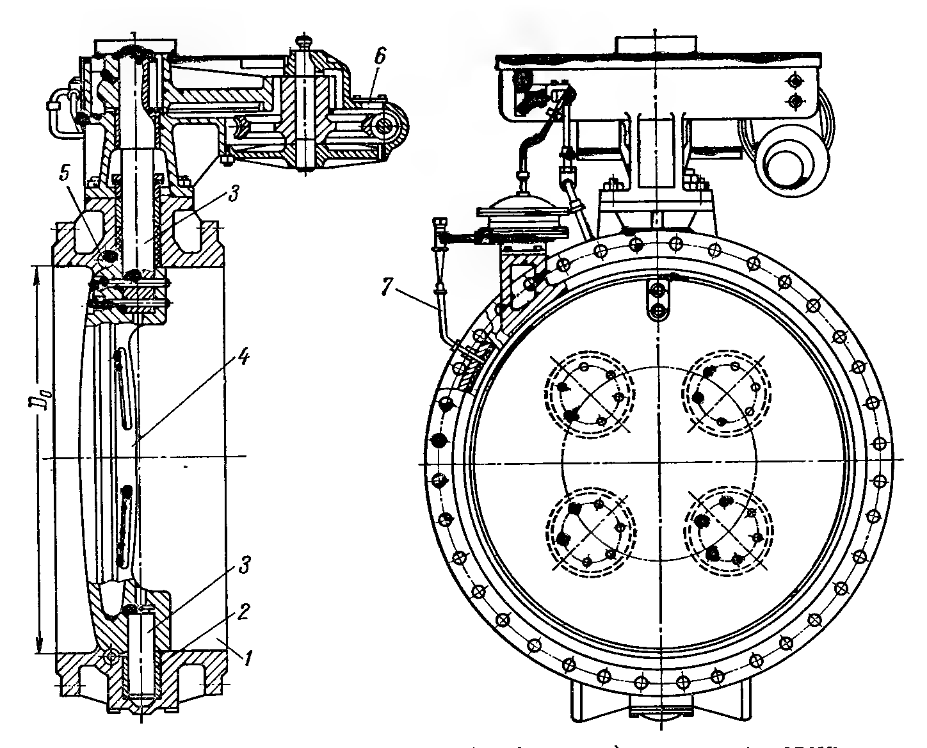


Рис. 209. Поворотный дисковый затвор (дроссель) с электроприводом:

1 — корпус; 2 — опора; 3 — полуось; 4 — поворотный диск; 5 — шланг уплотнения; 6 — электропривод; 7 — подача сжатого воздуха для уплотнения.

Эти клапаны имеют видоизмененную конструкцию по сравнению с обычными предохранительными клапанами (устанавливаемыми на котлах, воздушных резервуарах и т. д.), которые открываются при повышении давления.

Обратные поворотные клапаны не рекомендуется ставить на мелиоративных насосных станциях, где установлены трубы больших диаметров. В настоящее время выпускаются чугунные обратные клапаны типа «захлопки», например обратный поворотный фланцевый клапан с $D_у = 100 \div 600$ *мм*, $P_у = 10$ *кг/см*^{2}; для $D_у = 200 \div 600$ *мм* и $P_у = 16$ *кг/см*^{2}; для $D_у = 100$ и 150 *мм*. Обозначение их 19Ч16Р и 19Ч16Бр. Уплотнение — резиновое, по особому заказу — с латунными кольцами. Для $D_у = 800$ и 1000 *мм* выпускаются клапаны 19Ч18Р и 19Ч18Бр. Это обратные поворотные многодисковые фланцевые клапаны. Оба клапана имеют обводы (бай-пассы). Их устанавливают на горизонтальных трубопроводах люком вверх. По конструкции клапаны громоздки, например клапан с $D_у = 500$ *мм* имеет длину 1100 *мм*, ширину с обводом 1157 *мм* и высоту 1115 *мм*, вес 852 *кг*. Эти клапаны вызывают гидравлический удар при быстром закрытии; величина удара особенно возрастает при больших скоростях воды и длинных водоводах. В некоторых конструк-

циях обратных клапанов имеются приспособления для медленного их закрытия — это противоударные обратные клапаны, которые применяют на насосных станциях водоснабжения.

Компенсаторы, монтажные вставки, проходные сальники, ребристые патрубки. Сварной компенсатор сальникового типа представлен на рисунке 210. Он представляет собой свободно раздвижную конструкцию с водонепроницаемыми стыками, имеющими уплотнение из резины или хлопчатобумажного просаленного и прографиченного шнура или другого материала. Компенсатор предназначается для компенсации изменений длины стальных трубопроводов, возникающих при колебании температуры окружающей среды или перекачиваемой жидкости. Компенсаторы этой конструкции применяются и как монтажные вставки, устанавливаемые рядом с арматурой (затворами, задвижками и др.) на трубопроводах. Длина сальника может уменьшаться от $L_{макс}$ до $L_{мин}$. Образующийся зазор дает возможность свободно снимать и устанавливать арматуру и уплотнения в стыках соединений. Нормально сальник ставят на длину больше $L_{мин}$, но меньше $L_{макс}$ (на 20—50 *мм*). Для временных трубопроводов малого диаметра вместо стального сальника иногда применяют резиновые шланги.

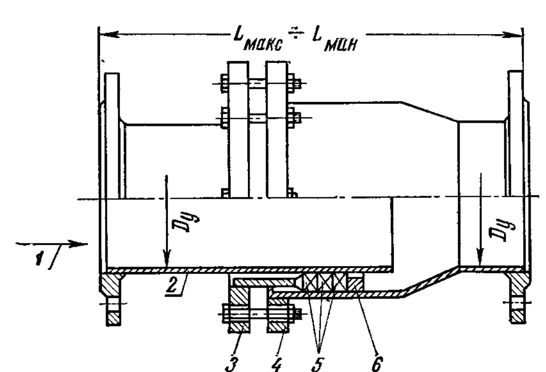


Рис. 210. Компенсатор сварной сальникового типа, который используется и как монтажная вставка:

1 — направление течения воды; 2 — внутренний патрубок; 3 — нажимной фланец; 4 — наружный патрубок; 5 — уплотнение; 6 — упорное кольцо.

На рисунке 211, *а* показана конструкция сварного проходного сальника, а на рисунке 211, *б* — сварного ребристого патрубка. Проходной сальник ставят для свободного прохода стальных трубопроводов через стены насосных станций, резервуаров и др. Он не должен допускать проникновения грунтовых вод в здание станции или утечки воды из резервуаров, кроме того, он предохраняет трубопроводы от повреждений при осадке сооружений. Ребристые патрубки служат для закладки в бетонные и железобетонные стены насосных станций, резервуаров и жесткого присоединения к ним арматуры, фасонных частей, труб и др.

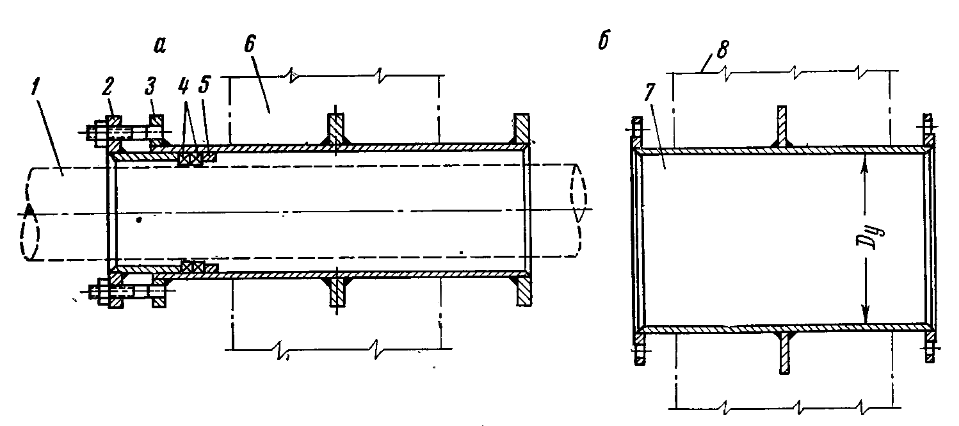


Рис. 211. Проходной сальник (*а*) и ребристый патрубок (*б*):

1 — трубопровод; 2 — нажимной фланец; 3 — проходной патрубок, заделываемый в стену; 4 — уплотнение; 5 — упорное кольцо; 6 — стена; 7 — ребристый патрубок; 8 — стена.

Грузоподъемные устройства в насосных станциях. Для облегчения и повышения производительности труда, сохранности оборудования отдельные узлы и агрегаты оборудования насосных станций во время монтажных или ремонтных работ перемещают при помощи особых грузоподъемных устройств.

Наиболее простые приспособления — монтажные треноги, козлы, стальные или железобетонные балки, снабженные подвесными ручными талями, применяемые в малых насосных станциях с числом агрегатов до трех и весом монтируемых деталей до 500 *кг*. Основной недостаток этих устройств — возможность транспортировки грузов только в вертикальном направлении.

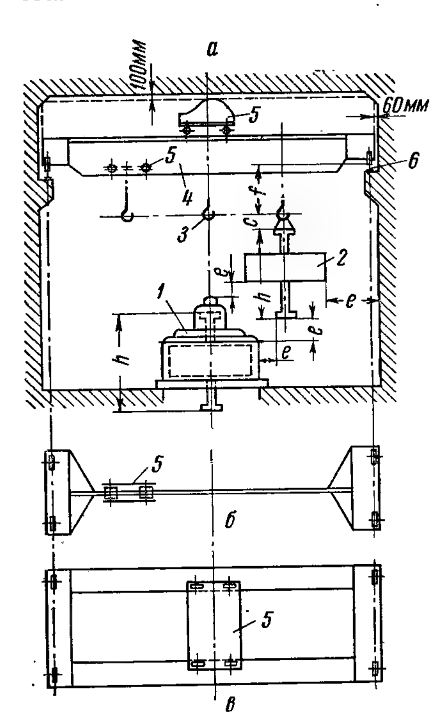


Рис. 212. Установка мостового крана в машинном зале насосной станции:

а — разрез машинного зала; *б* — однобалочный кран (тележка *5* перемещается по нижнему поясу балки); *в* — двухбалочный кран (тележка *5* перемещается по верхнему поясу балки); *1* — электродвигатель; *2* — ротор; *3* — верхнее положение крюка; *4* — мостовой кран; *5* — тележка; *6* — подкрановый рельс; *h* — высота ротора; *е* — габарит приближения ротора при его перемещении к оборудованию и конструкциям, равный 0,4 *м*; *с* — стропы длиной 0,8—1,0 *м*; *f* — расстояние до крюка от головки подкранового рельса (по ГОСТ).

Для перемещения груза и в горизонтальном направлении устраиваются монтажные балки (обычно стальные двутавровые сечения), которые располагают обычно вдоль здания над осью установки насосных агрегатов и оборудуют талями со специальными тележками. Последние обычно выполняются с электроприводом и называются тельферами. Наша промышленность выпускает тельферы грузоподъемностью от 0,25 до 5,0 *т*.

Если на насосной станции установлено большое число агрегатов (четыре и больше) или агрегаты имеют значительный вес и габариты, то рациональнее вместо неподвижных балок установить один мостовой кран (ручной или с электроприводом). Такой кран (рис. 212, *а*) позволяет поднимать груз и перемещать его в горизонтальной плоскости в нужную точку машинного зала. В насосных станциях монтаж и демонтаж оборудования выполняются редко, поэтому чаще устанавливают краны с ручным приводом. В зависимости от потребной грузоподъемности применяют однобалочные (рис. 212, *б*) или двухбалочные краны (рис. 212, *в*): первые — при грузоподъемности 0,5—10 *т* и пролетах 5—11 *м*, вторые — при грузоподъемности 5—20 *т* и пролетах 8—17 *м*. При грузоподъемности от 5 до 50 *т* и пролетах от 11 до 32 *м* можно применять электрические мостовые краны общего назначения. В последнее время в бескаркасных зданиях довольно широкое распространение получили подвесные краны (рис. 213). Грузоподъемность этих кранов от 0,5 до 5,0 *т* при длине крана-балки от 3 до 12 *м*.

Подкрановые балки подвешивают или к балкам перекрытия (если они рассчитаны на это), или к специально уложенным балкам.

Для насосных станций открытого типа применяют либо краны козлового типа, которые перемещаются по рельсовым путям, уложенным

по подземной части станции, либо указанные выше грузоподъемные устройства монтируются на специальных металлических или железобетонных каркасах, устанавливаемых также на подземной части.

Расчетной величиной подъемной силы при выборе грузоподъемных устройств считается вес наиболее тяжелой детали монтируемых насосных агрегатов: ротора двигателя или насоса, статора двигателя или корпуса насоса. Когда таких данных нет, при предварительных расчетах максимальный вес детали принимают в пределах 50—60% общего веса машины. При горизонтальных агрегатах иногда за расчетный принимают полный вес двигателя, чтобы не увеличивать общую длину здания станции, так как при выемке ротора на месте установки агрегата требуется значительное увеличение расстояния между агрегатами. То или другое решение принимают на основании технико-экономического расчета. Для облегчения и ускорения выполнения ремонтных работ при весе деталей более 3—5 *т* рекомендуется грузоподъемное оборудование с электроприводом, особенно это относится к насосным станциям с круглогодовой работой.

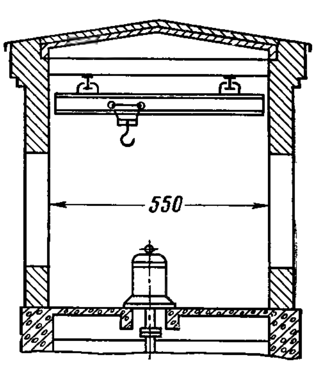


Рис. 213. Машинный зал насосной станции бескаркасного типа, оборудованный подвесным краном.

Вспомогательные насосные установки. Для обеспечения нормальных условий эксплуатации основного оборудования и сооружений узла насосной станции применяют различные вспомогательные насосные установки. В зависимости от технологической схемы установки основного оборудования, его характеристик, а также конструкции сооружений узла, их взаимного расположения и местных условий определяется необходимость в тех или иных вспомогательных установках и их характеристика. Ниже приводим перечень и назначение отдельных вспомогательных установок и методы выбора их характеристик и оборудования.

1. Вакуум-насосные установки для заливки основных насосов лопастного типа, установленных с положительной высотой всасывания.
2. Насосные установки хозяйственных и технических нужд насосной станции.
3. Дренажные и осушительные насосные установки предусматриваются для удаления дренажных и фильтрационных вод из здания станции, а также для опорожнения камер, насосов и трубопроводов при их ремонте.
4. Насосные установки для удаления грязевого осадка из водоприемных камер.
5. Маслонапорные установки для удовлетворения нужд станции в масле для смазки и систем регулирования.
6. Противопожарные насосные установки и оборудование.

В а к у у м - н а с о с н ы е у с т а н о в к и. Производительность вакуум-насоса зависит от степени создаваемого разрежения (вакуума). С уменьшением вакуума производительность возрастает. Производительность вакуум-насоса определяется допустимой продолжительностью времени заливки основного насоса и объемом воздуха, подлежащего откачке. Время заливки t обычно принимают 3—5 минут, но не более 10—15 минут. Если требуется залить объем воды W *м*³, включающий объемы всасывающей линии, насоса и напорного трубопровода до задвижки, то производительность вакуум-насоса будет $q = \frac{W}{t}$ *м*³/*мин*.

Степень разрежения может быть определена в метрах водяного столба, в миллиметрах ртутного столба или в долях барометрического

давления. Она равна сумме геодезической высоты всасывания заливаемого насоса, расстояния от оси до верха его корпуса и потерь напора во всасывающей линии вакуум-насоса. Потери обычно составляют 10—15% геодезической высоты всасывания. По полученной производительности и разрежению выбирают вакуум-насос.

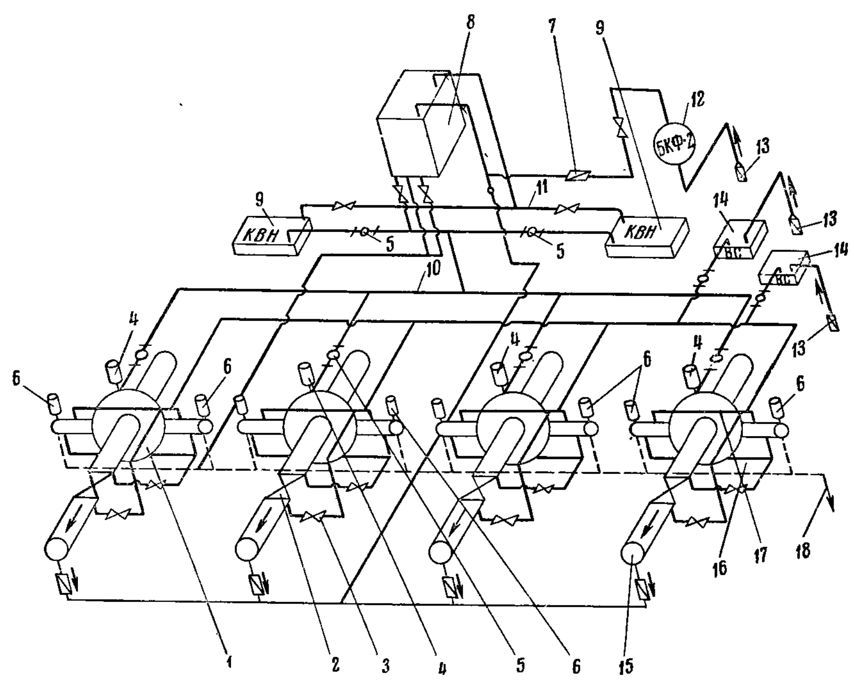


Рис. 214. Технологические схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения автоматизированной насосной станции:

1 — основной насос (4 шт.); *2* — электрифицированная задвижка; *3* — запорный вентиль; *4* — сигнализатор наличия воды; *5* — электрифицированный вентиль; *6* — датчик температуры подшипников; *7* — обратный клапан; *8* — вакуум-насосный циркуляционный бачок; *9* — вакуум-насос; *10* — всасывающая труба вакуум-насосов; *11* — нагнетательная труба вакуум-насосов; *12* — ручной насос БКФ-2; *13* — приемный обратный клапан; *14* — самовсасывающий насос технического водоснабжения; *15* — напорные трубопроводы основных насосов; *16* — трубки подачи воды для охлаждения подшипников; *17* — подача воды для уплотнения сальников; *18* — сливная труба.

В мелиоративных насосных станциях в настоящее время применяют в основном водокольцевые вакуум-насосы. Они изготовляются двух типов (см. ГОСТ 10889—64) — простого действия ВВН и двойного действия ДВВН. При вакууме 60—70% производительность первых вакуум-насосов (семь типоразмеров) от 0,75 до 50 *м³/мин*, а вторых (два типоразмера) — 100 и 150 *м³/мин*. Выпускаются вакуум-насосы и прежних марок КВН (производительностью 0,4 и 0,8 *м³/мин*) и РМК (четыре типоразмера производительностью от 0,15 до 5,0 *м³/мин*). Обычно устанавливают не менее двух вакуум-насосов — рабочий и резервный.

При значительных длине и диаметре труб всасывающей линии ставят два рабочих насоса и один резервный. Запуск основных насосов осуществляется последовательно, для чего в схеме трубопроводов вакуум-насосной установки имеются соответствующие переключения. В автоматизированных насосных станциях есть два решения по установке вакуум-насосов: первое — число вакуум-насосов равно числу основных насосов; второе — число вакуум-насосов меньше числа основных насосов. Первое решение рекомендуется при малом числе основных насосов и большой их производительности. При этом нужно учитывать назначение станции. Вакуум-насосы следует устанавливать в середине, чтобы они были одинаково удалены от основных насосов.

На рисунке 214 представлены технологические схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения мелиоративной насосной станции. Вакуум-насосная установка решена по второй схеме и состоит из двух вакуум-насосов *9* (один из них резервный), общей всасывающей линии *10*, к которой подходят трубы от насосов, подлежащих последовательной заливке, циркуляционного бачка *8*. От циркуляционного бачка отходит сливная труба, соединенная со сливной системой труб. Всасывающие трубы вакуум-насосов присоединены к общей всасывающей трубе *10*, а нагнетательные трубы *11* — к крышке циркуляционного бачка. Питание чистой водой вакуум-насосов осуществляется через циркуляционный бачок, в первый момент заполняемый ручным насосом *12*, а далее от напорных трубопроводов основных насосов *15*. Если вода, подаваемая основными насосами, содержит примеси, то питание вакуум-системы производится через фильтр *19* (рис. 215, *а*), а всасывающие трубы вакуум-насосов подключаются к основным насосам через грязевой отстойный бачок *21* (рис. 215, *б*). Грязевой бачок не исключает установки циркуляционного бачка *8* (рис. 214).

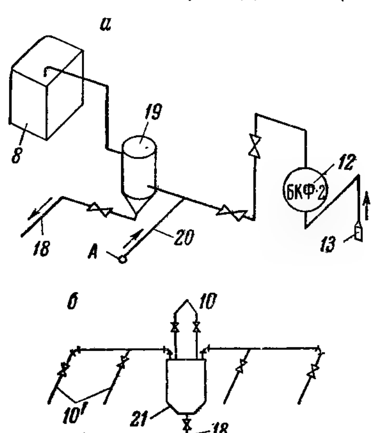


Рис. 215. Установка фильтра для питания вакуум-системы при загрязненной воде (*а*) и грязевого бачка при зарядке насосов, перекачивающих загрязненную воду (*б*):

19 — фильтр для воды; *20* — подвод напорной воды от основных насосов; *21* — грязевой отстойный бачок. Остальные обозначения те же, что на рисунке 214.

Насосные установки хозяйственных и технических нужд насосной станции подают воду для охлаждения электродвигателей, компрессоров, силовых трансформаторов, масляных ванн подшипников, подпятников и подшипников с водяной смазкой, а также для вакуумных и грязевых насосов и др. Техническая вода должна быть химически чистой и не разрушать аппаратуры, трубопроводов и насосов. В ней не должно быть взвесей, для чего применяются отстойники и механические фильтры. Если вода, перекачиваемая основными насосами, непригодна для питья и не может быть улучшена, то воду для питья либо привозят, либо добывают из скважин и колодцев. Иногда наиболее выгодно для хозяйственно-технических нужд использовать грунтовую воду, так как температура охлаждающей воды должна быть не выше 25° С и не ниже 1° С, а для воды с большей температурой необходимы охладительные устройства. Количество и напор воды для технических нужд принимают по указаниям заводов-изготовителей, поставляющих оборудование.

В зависимости от местных условий и условий работы насосной станции источники получения технической воды могут быть различны.

1. При малом напоре основных насосов (значительно менее требуемого заводом) вода подается специальными насосами с водозабором из нижнего или верхнего бьефов или используются грунтовые воды.

2. При значительном напоре, создаваемом основными насосами, вода для технических нужд берется из их напорных трубопроводов. При больших напорах основных насосов, значительно превышающих необходимый напор для систем технического водоснабжения, ставят редукционные клапаны. В необходимых случаях следует также устанавливать предохранительные клапаны для защиты системы технического водоснабжения от гидравлических ударов. В этом случае в сезонно работающих насосных станциях устраивают резервный водозабор из нижнего бьефа и устанавливают специальные насосы, которые подают воду

в пусковой период работы основных насосов. Иногда установленные на станциях синхронные двигатели работают в компенсаторном режиме (в неоросительный период), тогда техническую воду подают те же дополнительные насосы (рис. 216).

3. Если основные насосы имеют значительные напоры, но недостаточные для системы технического водоснабжения, то питание ее производится специально устанавливаемыми насосами, забирающими воду из напорных трубопроводов основных насосов. В этом случае нужно помнить о подаче воды при пуске основных насосов. Если они имеют подшипники с водяной смазкой, а напоров, создаваемых установленными насосами, недостаточно, то следует либо ставить дополнительные насосы на этот период, либо принимать другие технические решения, обеспечивающие необходимый режим работы основного оборудования.

Пуску основного агрегата должен предшествовать пуск системы технического водоснабжения (смазка, охлаждение). При прекращении подачи технической воды агрегат должен быть автоматически остановлен. Для технического водоснабжения обычно устанавливается два насоса — один рабочий, другой резервный. Если число основных насосов на станции более 4, то число рабочих насосов технической воды увеличивают до 2 (всего три насоса). Насосы технической воды устанавливают самовсасывающие (рис. 214, два насоса) или консольные под заливом (рис. 216, три насоса). Схемы обслуживания агрегатов могут быть индивидуальными и общими для всех агрегатов станции. В крупных станциях при большом количестве основных насосов (5—6 и более) и достаточном напоре их дают предпочтение индивидуальным схемам с питанием водой от основных насосов; только в нерабочий период и начальный период пуска агрегатов питание производится от общей резервной системы технического водоснабжения со специально установленными насосами. Если же напор основных насосов недостаточен и питание технической водой производится от специально установленных насосов, то устраивают общую систему, которая при значительном количестве агрегатов может быть секционирована на две, связанные между собой. На рисунке 214 показана общая схема технического водоснабжения для уплотнения сальников автоматизированной насосной станции средней производительности, где охлаждение подшипников осуществляется от напорных трубопроводов *15*, а отработавшая вода отводится трубой *18*.

На рисунке 216 приведена схема технического водоснабжения одного из агрегатов крупной шестиагрегатной насосной станции (проект Гипроводхоза). В проекте предусмотрено индивидуальное охлаждение основного агрегата *1* от собственного напорного трубопровода в рабочий период станции и от общей системы *22* с тремя насосами (8К-12) *21* в нерабочий период (компенсаторный режим) и в момент пуска агрегата. Система предусматривает водяную смазку лигнофолевого подшипника основного насоса, подачу воды для охлаждения масла в верхней *13* и нижней *16* ваннах подшипников, в воздухоохладители *15* двигателя *14*. От системы каждого насоса вода отводится в общий трубопровод, для охлаждения рубашек компрессоров (18—2 шт.). В системе каждого агрегата предусмотрено два механических фильтра *9* (работающий и промываемый). Отработавшая вода при работе агрегата сбрасывается во всасывающую трубу основного насоса, а в нерабочий период от двигателя — в нижний бьеф станции, а от подшипника насоса — во всасывающую трубу насоса и далее в дренажную систему. В станциях большой производительности при общей системе технического водоснабжения следует предусматривать резервный трубопровод с отдельным насосом, имеющим переключения с основной системой и самостоятельный водозабор.

Дренажные насосные установки удаляют из здания насосной станции фильтрационные воды, которые просачиваются внутрь здания через стенки и днище подземной части здания, строительные швы, сальниковые устройства насосов и др. Определить производительность дренажного насоса расчетом трудно, поэтому ее принимают предварительно, на основании опытных данных: для насосных станций малой производительности — 1,0 *л/сек*, средней производительности — 3,5—5,0 *л/сек*, а для насосных станций большой производительности — до 8,0—10,0 *л/сек*.

Обычно устанавливают самовсасывающие насосы (рабочий и резервный). Центробежные насосы ставят под заливом при минимальном горизонте в дренажном колодце. В случае установки их с положительной высотой всасывания на всасывающих трубах устанавливают приемные пятовые клапаны и насосы заливают из напорного трубопровода основных насосов или из специально установленного бака.

Напор дренажного насоса определяют как разность максимального горизонта воды в нижнем бьефе и минимального горизонта воды в дренажном колодце с учетом потерь напора.

Дренажный колодец устраивают в торцовой части здания насосной станции под монтажной площадкой. Объем его принимают обычно равным 10—15-минутной производительности дренажного насоса. К дренажному колодцу вода подводится дренажными лотками, а пол делается с уклоном в сторону лотков (0,002—0,0005).

Напорные трубопроводы дренажных насосов выводятся в нижний бьеф ниже минимального горизонта воды.

Рис. 216. Схема технического водоснабжения одного из шести главных агрегатов и двух вспомогательных компрессоров крупной мелиоративной насосной станции:

1 — главный нассс (52В-II): *2* — питательная труба системы технической воды; *3* — труба подвода воды для смазки лигнофолевого подшипника насоса при компенсаторном режиме (насос вращается вхолостую); *4* — отвод отработавшей воды от смазки подшипника насоса; *5* — отвод отработавшей воды охлаждения двигателей главного насоса; *6* — сброс отстоя фильтров; *7* — подвсд технической воды от резервных насосов в нерабочий пернод (компеисаторный режим); *8* — труба чистой (отфильтрованной) технической воды; *9* — механические фильтры; *10* — эжектор для подачи технической воды; *11* — забор воды эжектором; *12* — подача технической воды к главному двигателю; *13* — охлаждение масляной ванны нижнего подшипника двигателя; *14* — главный электродвигатель; *15* — воздухоохладители системы охлаждения двигателя, *16* — охлаждение масляной ванны верхнего подшипника· *17* — сброс отработавшей воды в нижний бьеф в нерабочий период (при компенсаторном режиме); *18* — вспомогательные компрессоры для собственных нужд насосиой станции; *19* — труба подачи воды для охлаждения рубашек компрессоров; *20* — сброс отработавшей воды от компрессоров; *21* — насос 8К-12 (всего 3 шт.) резервной системы технической воды, работающей в нерабочий период станции и при пуске осиовных агрегатов; *22* — трубопровод резервной системы технического водоснабжения; *23* — разводящий трубопровод, соединяющий все индивидуальные системы и питание компрессоров.

Дренажные насосы должны иметь автоматическое включение и выключение, для чего используют поплавковые или электродные датчики, контролирующие уровень воды в дренажном колодце. Автоматическое управление должно предусматривать включение резервного насоса в том случае,

если рабочий насос не будет справляться с откачкой фильтрационных вод.

Дренажные насосы должны быть обеспечены энергией круглый год, независимо от сезонности работы насосной станции. Для возможности аварийного опорожнения дренажного колодца его соединяют со сборным колодцем или всасывающей линией осушительных насосов.

Осушительные насосные установки предназначаются для удаления воды из всасывающих труб и приемных камер основных насосов. Производительность их определяется по суммарному объему воды, заключенному в этих элементах для одного насоса при максимальном горизонте воды в нижнем бьефе, с учетом притока фильтрационной воды через уплотняющие конструкции затворов, перекрывающих входные отверстия в приемные камеры, и времени откачки:

$$\Sigma Q_{oc} = \frac{W}{t} + q \ \text{м}^3/\text{час},$$

где W — объем воды, находящейся во всасывающей трубе и камере при максимальном горизонте воды в нижнем бьефе, *м*^{3};

t — время откачки, *час*;

q — фильтрационный расход воды через неплотности в пазовых конструкциях затворов, который можно принимать из расчета 0,5—1,0 *л/сек* на 1 *пог. м* уплотняющих конструкций затвора, *м*^{3}*/час*.

Продолжительность откачки t обычно принимают равной 5—8 часам.

Обычно ставят два осушительных насоса, причем оба рабочие. Резервных насосов не устанавливают, так как они работают периодически.

Расход одного насоса $Q_{oc.н} = \frac{\Sigma Q_{oc}}{a}$, где a — число осушительных насосов. Воду, появляющуюся при авариях с трубопроводами и арматурой, откачивают также осушительными насосами. При большой аварии для откачки воды применяют привозные аварийные насосы.

Напор осушительных насосов определяется как разность максимальной отметки в нижнем бьефе и минимальной отметки в сборном колодце (или минимального уровня откачки) с учетом гидравлических потерь во всасывающей и напорной линиях осушительной насосной установки.

Управление осушительными насосами ручное. В качестве осушительных применяют центробежные горизонтальные насосы, устанавливаемые под заливом, и самовсасывающие (вихревые).

В крупных и даже в средних насосных станциях в последнее время стали широко применять артезианские насосы. Эти насосы можно успешно использовать при затоплении нижних насосных помещений, если двигатели насосов расположены выше уровня воды в нижнем бьефе. Установки с артезианскими насосами всегда затоплены и готовы к пуску. Горизонтальные центробежные насосы с положительной высотой всасывания применять для этих целей не следует.

Для облегчения эксплуатации осушительные насосы устанавливают рядом с дренажными. В крупных насосных станциях, а иногда и в средних роль дренажных насосов выполняют осушительные (что обосновывается расчетом). В этом случае сборный колодец является и дренажным. Вода к сборному колодцу подводится лотками и трубами. Из подводящих труб основных насосов устраиваются трубчатые водовыпуски, перекрываемые задвижками (рис. 168, *а*). Через эти водовыпуски опоражниваются и подводящие трубы и камеры. Компоновка схемы осушительных устройств определяется конструкцией станции, типом

устанавливаемых осушительных насосов, должна быть наиболее надежной, компактной и экономически целесообразной.

На рис. 217 приведена схема осушительно-дренажных устройств крупной мелиоративной насосной станции. Принцип работы схемы ясен из рисунка. Дренажные воды отводятся через отверстия, устроенные в полу насосного помещения, и по специальным закладным трубам направляются в потерну *4*. Дренажные отверстия и закладные трубы на рисунке не показаны. Осушительные и дренажные воды сбрасываются насосами в нижний бьеф. Насосы установлены с затоплением.

Насосные установки для удаления осадка из водоприемных камер оборудуют водоструйными насосами — гидроэлеваторами или центробежными фекальными насосами. Гидроэлеваторы, или иначе эжекторы, просты по

Рис. 217. Схема осушительных и дренажных устройств крупной оросительной насосной станции:

1 — всасывающие (подводящие) трубы основных насосов; *2* — маховички колонок управления затворами на осушительных трубах; *3* — закладные осушительные трубы для отвода воды из подводящей трубы насоса; *4* — сборная потерна, отводящая осушительные и дренажные воды к сборному колодцу; *5* — сборный колодец; *6* — осушительные и дренажные насосы марки 12НА; *7* — напорные трубы осушительных насосов; *8* — датчик уровня ДСУ-1; *9* — поплавковое реле типа РМ-51; *10* — оси агрегатов.

конструкции, надежны при откачке загрязненной воды, позволяют откачивать осадок с большой глубины, нечувствительны к засасываемому воздуху, не требуют предварительного залива перед пуском в работу и отличаются простотой при ремонте (см. гл. VIII).

Установка гидроэлеваторов для откачки осадка показана на рисунке 162. Гидроэлеваторы питаются водой от системы технического водоснабжения. При значительном количестве осадка в крупных насосных станциях устанавливают фекальные центробежные насосы типа *НФ*. Если камеры неглубокие (до 2—2,5 *м*), фекальные вертикальные насосы 2НФВм и 4НФ-5м можно устанавливать прямо в них. При значительных глубинах камер и колебаниях горизонтов воды в станциях совмещенного типа фекальные насосы устанавливают в насосном помещении здания станции, а всасывающие трубы от общего коллектора выводят в приемные камеры. Если позволяет высота всасывания, насосы устанавливаются и на перекрытии приемных камер. При раздельном расположении водозаборных устройств установки для удаления осадка могут быть самостоятельными. Они могут быть индивидуальные для каждой камеры и общие. В индивидуальных установках, как правило, применяют гидроэлеваторы, а в общих — фекальные насосы. Наиболее распространены индивидуальные установки с питанием водой от общей системы технического водоснабжения. Осадок отводят и сливают в отстойные пруды, располагаемые близко к станции. Осветленную воду сбрасывают в нижний бьеф насосной станции по лоткам или трубам. Пол в приемных камерах делают с уклоном в сторону всасы-

вающей трубы грязевого насоса, а в месте расположения последней устраивают приямок. Напор установки для удаления осадка определяют как разность между максимальной точкой расположения выходного отверстия сливной трубы и минимальным уровнем воды в приемной камере с учетом гидравлических сопротивлений в системе по удалению осадка. Расход установки следует определять, исходя из консистенции осадка в среднем 1 : 10÷1 : 12 и меньше. Практически расход осадка принимается в пределах 3—8 *л/сек*.

Маслонапорные установки устраивают в насосных станциях, чтобы обеспечить смазкой оборудование и маслом гидроприводы систем регулирования и др. Масляное хозяйство имеет очень важное значение в эксплуатации. В крупных насосных станциях оно представляет собой комплекс устройств, обычно состоящий из маслонасосов, сети трубопроводов, баков, компрессоров, контрольной аппаратуры и др. Необходимое количество масла, давление подачи и его марка назначаются заводом-поставщиком оборудования. Следует иметь в виду, что при эксплуатации масло может находиться в различном состоянии. Поступающее на станцию масло называется свежим. Масло, бывшее в употреблении и восстановленное до норм по ГОСТ, называется регенерированным. Свежее и регенерированное масло, не содержащее воды и механических примесей и отвечающее требованиям ГОСТ, называется еще чистым сухим. Масло, находящееся в оборудовании и масляных системах насосной станции, называется эксплуатационным. Масло, не соответствующее ГОСТ, называется отработавшим. Срок службы масла обычно принимается: в системах смазки 500—800, а в системах регулирования 1200—1500 рабочих часов. Для каждой марки масла устанавливают по одному баку для приема свежего масла, хранения чистого сухого масла, сбора и хранения отработавшего масла и по два бака для эксплуатационного масла, очищаемого от взвесей на станции — один бак для слива его, а второй заполняется из первого через фильтр чистым маслом. На мелиоративных насосных станциях установок для регенерации масла, как правило, не монтируют, а масло очищают на установках ближайших предприятий. Для каждой марки масла должны быть две системы трубопроводов — для чистого и отработавшего масла. Обычно баки для хранения масла размещают в специальных отсеках зданий насосных станций или в специальных несгораемых помещениях. Баки с отработавшим маслом располагают и на открытом воздухе. Баки должны быть снабжены лазами, патрубками с фланцами для присоединения маслопроводов: на верхней части (желательно ниже минимального уровня масла, по соображениям снижения аэрации масла) — для наполнения, в самой нижней точке днища бака — для слива и очистки, на 200 *мм* выше дна бака — для забора масла при заливке оборудования.

Для определения количества масла в баке служат различные указатели и приборы, фиксирующие давление масла на дно бака. Для перекачки масла на средних и крупных насосных станциях применяют роторно-зубчатые насосы марки РЗ-3а, РЗ-4,5а, РЗ-7,5 и РЗ-30 производительностью от 1,1 до 38 $м^3/час$ и давлением нагнетания от 3,3 $кг/см^2$ до 14,5 $кг/см^2$.

На мелких неавтоматизированных станциях устанавливают ручные насосы типа БКФ-2. Эти насосы на средних, а иногда и крупных станциях используют как резервные.

В автоматизированных насосных станциях обычно имеются две маслосистемы: система смазки и система регулирования. Последняя обычно работает под значительно большим давлением. Для подачи масла в эти системы с большим давлением устанавливают маслонапорные установки (МНУ).

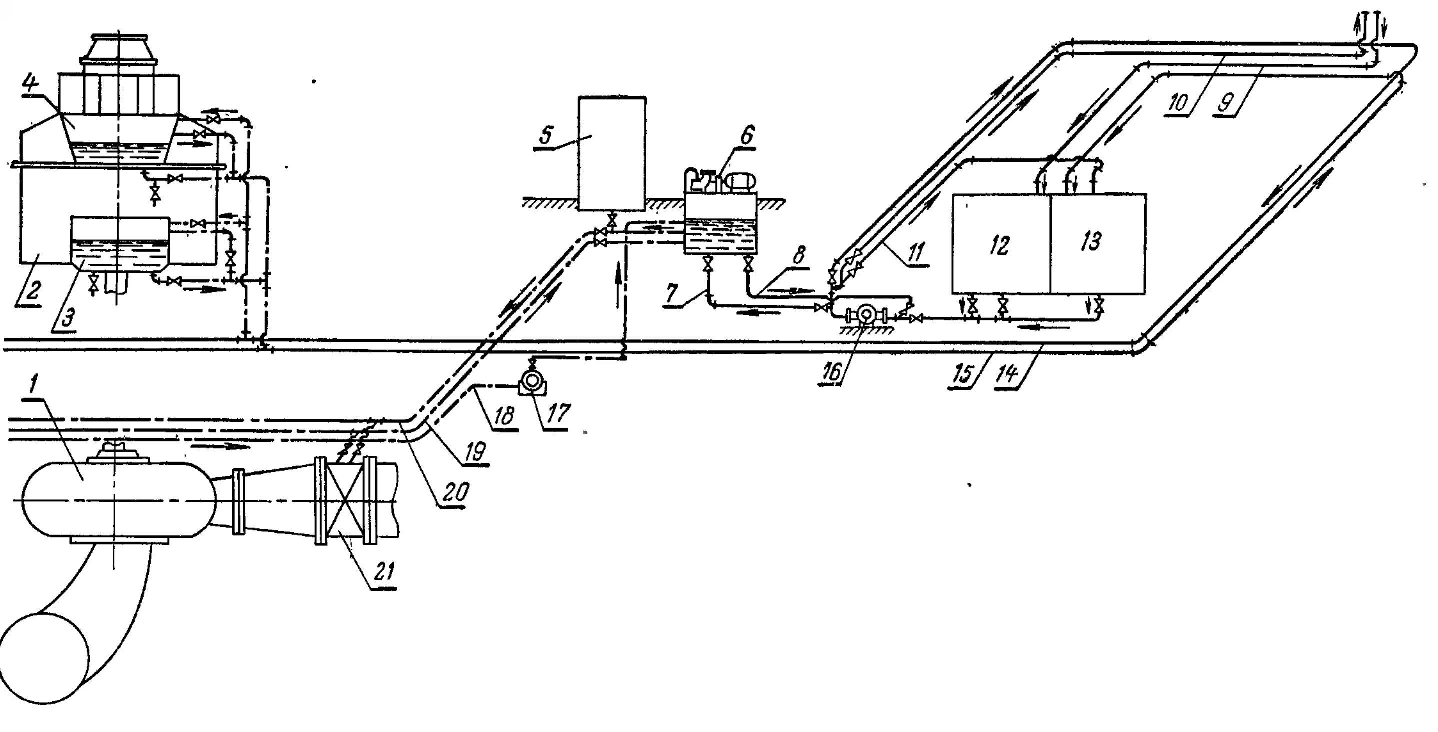


Рис. 218. Схема маслоснабжения крупной мелиоративной насосной станции для одного насосного агрегата и компоновка оборудования маслохозяйства:

1 — главный насос; *2* — главный электродвигатель; *3* — масляная ванна нижнего подшипника; *4* — масляная ванна верхнего подшипника; *5* — масловоздушный котел (аккумулятор) МНУ-4-25; *6* — маслонасосный агрегат МНУ-4-25; *7* — трубопровод подачи чистого масла в МНУ; *8* — трубопровод откачки грязного масла от МНУ; *9* — трубопровод подачи чистого масла; *10* — трубопровод подачи грязного масла для его вывозки; *11* — трубопровод откачки грязного масла в бак грязного масла; *12* — бак чистого масла; *13* — бак грязного масла; *14* — трубопровод подачи чистого масла; *15* — трубопровод слива отработавшего (грязного) масла в бак грязного масла; *16* — маслонасос РЗ-7,5; *17* — масляный винтовой насос (лекажный агрегат) типа МВН-0,8; *18* — трубопровод к лекажному агрегату; *19* — обратный трубопровод к МНУ; *20* — питающий систему регулирования маслопровод; *21* — дроссельный затвор с гидроприводом.

На рисунке 218 приведена схема маслосистемы (система смазки агрегатов и система регулирования) крупной мелиоративной насосной станции (проект Гипроводхоза) для одного из шести основных агрегатов станции и компоновка общестанционного оборудования маслохозяйства. Маслонасос *16* подает масло: а) для смазки агрегатов (трубопровод *9*); б) в маслонапорную установку *6* (трубопровод *7*); в) отработавшее масло из маслонапорной установки (трубопровод *8*) в бак грязного масла (*13*) и из бака *13* на вывозку (трубопровод *10*). Отработавшее масло сливается самотеком (трубопровод *15*) в бак грязного масла. Схема смазки двигателя ясна из рисунка. Смазка лигнофолевого подшипника насоса водяная (см. рис. 216). Система регулирования, подающая масло к гидроприводу дроссельного затвора *21*, питается маслом от МНУ, работающей под давлением 25 *ат*. В состав ее входят маслонасосный агрегат *6* и масловоздушный бак (аккумулятор) *5*. Для создания воздушной подушки в масловоздушном баке воздух подается от компрессоров КВД-Г, установка которых показана на рисунке 216. Система регулирования состоит из трех трубопроводов: подающего *20*, обратного *19* и лекажного *18*. Маслонасос *16* имеет давление 3,3 *ат* и установлен без резерва, так как работает с малой нагрузкой. Он перекачивает чистое и грязное масло, что допускается при условии промывки его после перекачки грязного масла. Маслосистемы должны иметь места для взятия проб масла. Системы следует монтировать из бесшовных цельнотянутых стальных труб.

Противопожарные насосные установки, системы и оборудование. Система противопожарных мероприятий определяется действующими инструкциями и соответствующими главами СН и П. Специальные противопожарные системы устраивают в зданиях насосных станций, выполненных из невозгораемых материалов, с объемом надземной части более 1000 *м*³ и в зданиях с деревянными стенами. Вода в противопожарную систему подается двумя насосами (один из них резервный), производительность каждого из них принимается как сумма расходов воды на внутреннее и наружное пожаротушение. Опыт эксплуатации гидроэлектростанций и крупных насосных станций показал малую эффективность тушения пожаров генераторов и электродвигателей углекислотой. Лучшие результаты дает тушение пожара водой. При загорании двигатель автоматически отключается. Пожар в обмотке статора с успехом тушится из кольцевой перфорированной трубы, установленной против лобовой обмотки, с двумя рядами отверстий диаметром 3 *мм*, расположенных через 10 *см* друг от друга. Давление в кольцевой трубе, в точке подвода воды, должно быть не менее 20—25 *м вод. ст.* Расходы воды на пожаротушение, которые принимают в зависимости от объема здания (надземная и подземная части) станции, приведены в таблице 14.

Таблица 14

Характеристика зданий	На наружное тушение пожара при объеме верхнего строения в *м*³, *л/сек*			На внутреннее тушение пожара при объеме внутренних помещений в *м*³, *л/сек*		
	до 3000	5000	20 000	до 3000	5000	20 000
Кирпичные	5,0	10,0	15,0	2,5	5,0	7,5
Деревянные	15,0	20,0	25,0	5,0	10,0	15,0

Расход струи для наружного пожаротушения принимают 5 *л/сек*, для внутреннего — 2,5 *л/сек*. Напор насоса *H* должен обеспечить свободный напор над коньком крыши, равный 12 *м*. Его определяют по формуле:

$$H = H_{г} + h_{св} + h_{т},$$

где $H_г$ — геодезический напор, определяемый как разность отметок конька крыши и минимального горизонта воды в водоисточнике;

$h_{св}$ — свободный напор над коньком крыши;

$h_т$ — потери напора в противопожарной системе насосной установки.

Для тушения пожаров применяют самовсасывающие или консольные насосы, устанавливаемые под заливом при минимальном горизонте воды в водоисточнике. Систему внутренних и наружных трубопроводов оборудуют необходимой переключающей и отключающей аппаратурой и пожарными кранами. Диаметр труб подбирают по скорости течения воды, равной 1—2 *м/сек*, но принимают не менее 50 *мм*.

Каждое помещение насосной станции должно быть обеспечено одной пожарной струей, а при длине его более 20 *м* — двумя струями.

Если тушение пожаров в электродвигателях принято углекислым газом, то применяют огнетушители типа «Поляра» или «Тайфун» из расчета один огнетушитель на электродвигатель мощностью до 100 *квт*, два огнетушителя на двигатель мощностью 500 *квт* и четыре огнетушителя на электродвигатель мощностью более 1000 *квт*.

Аппаратура технологического контроля на насосных станциях должна обеспечивать контроль расхода и давления (напора) каждого насоса, уровней воды в верхнем и нижнем бьефах, протока (течения и наличия) воды в системах технического водоснабжения, залива насосов при незаглубленных станциях, засорения сороудерживающих решеток и др. В электрифицированных насосных станциях, кроме того, устанавливается контрольно-измерительная аппаратура для контроля напряжения и силы тока, количества расходуемой электроэнергии, коэффициента мощности ($\cos\varphi$), частоты и др. Все элементы технологического контроля должны быть увязаны со схемой силовой части основных агрегатов, с технологической и принципиальной электрической схемами основного и вспомогательного оборудования, а также со схемой автоматизации насосной станции.

Для определения расходов применяют расходомеры: а) основанные на принципе измерения скорости протекающей жидкости (скоростные) и б) основанные на принципе измерения перепада давлений и др.

На мелиоративных насосных станциях наиболее распространены водомеры типа вставки Вентури. Другого типа водомеры — сопла, диафрагмы, прямоугольные колена — применяются реже. Подбор водомеров этого типа и их установка осуществляются по «Правилам 28—64». Водомеры следует устанавливать на прямых участках трубы, с тем чтобы на подходящем к расходомеру и отходящем от него участках поток был выравнен и не имел возмущений. Длина прямых участков до и после водомера должна быть равна не менее 5—8 диаметров трубопровода.

Трубу Вентури можно устанавливать без тарировки, при этом точность измерения расхода составляет $\pm 1\%$.

Вставка Вентури требует предварительной тарировки, так как разница в коэффициенте расхода может достигнуть $\pm 2\%$ и более.

Расход протекающей через водомер жидкости можно определить по формуле:

$$Q = \mu\omega\sqrt{2gh}\ м^3/сек,$$

где μ — коэффициент расхода водомера, берется в зависимости от отношения диаметра водомера d к диаметру трубы D (рис. 219);

ω — площадь сечения водомера;

h — перепад давления, замеряемый дифференциальным манометром.

Коэффициенты местных сопротивлений для расчета потерь в водомерах приведены в таблице 15.

Таблица 15

Вид водомера	Отношение $d:D$									
	0,3	0,4	0,45	0,5	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80
Измерительная вставка	26,6	7,5	4,41	2,76	1,74	1,09	0,69	0,44	0,27	—
Труба Вентури, $\varphi/_2=6°$	19,0	5,3	3,06	1,9	1,15	0,69	0,42	0,25	—	—

Наименьшие гидравлические сопротивления (в 4—16 раз меньше, чем в соплах и диафрагмах) создаются в трубе Вентури и в измерительных вставках. Для их установки в мелиоративных насосных станциях, имеющих большие диаметры трубопроводов, требуется прямой участок трубы значительной длины. Поэтому эти водомеры устанавливают вне здания насосной станции и размещают в специальных колодцах.

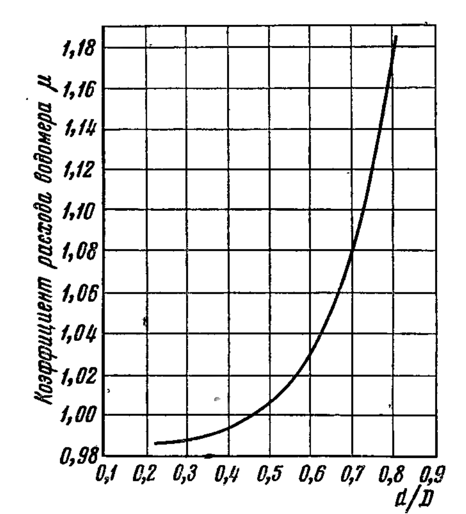


Рис. 219. Зависимость коэффициента расхода μ вставок и нормальных труб Вентури от отношения $d:D$.

На принципе сужающих устройств основано использование и прямоугольных колен, но они требуют тарировки. Обычно укороченные вставки Вентури применяют для измерения расхода в трубах с отношением максимального и минимального расходов не более 5, а для колена 90° это отношение должно быть не более 2.

В крупных насосных станциях расход можно измерять скоростной трубкой или вертушкой по скорости движения воды на оси трубопровода.

Вертушки обеспечивают большую точность измерения, однако использование их затруднено, так как при длительной работе они изнашиваются, требуют частого ремонта и тарировки. Система смазки движущихся деталей у них сложна.

Расход воды можно измерить при помощи водослива, устроенного в верхнем бьефе насосной станции.

Напор насоса измеряют манометрами и вакуумметрами. При положительной высоте всасывания на всасывающем патрубке насоса устанавливают вакуумметр, а при отрицательной (насос затоплен) — манометр. В сифонной установке напор измеряется двумя вакуумметрами. Манометры и вакуумметры общего назначения выпускаются в соответствии с ГОСТ классом точности 1,5. Для измерения давлений при переменных условиях применяется прибор, называемый мановакуумметром, имеющий две шкалы — вакуумметрическую (разрежение) и манометрическую (избыточное давление).

Для более точных измерений, например при исследованиях или проверке приборов общего назначения, применяют образцовые манометры и вакуумметры. Измерительные приборы могут быть регистрирующие, которые записывают изменения давления и других величин во времени, а также интегрирующие (счетчики), суммирующие поданное количество воды или израсходованное количество электроэнергии и др.

В мелиоративных насосных станциях важно следить за состоянием горизонтов воды. Так, в осушительных станциях подъем воды в нижнем бьефе выше установленной отметки не допускается, требуется немедленное включение откачивающих воду насосов. Необходимо следить за перепадом уровней воды перед сороудерживающей решеткой и за ней, так как увеличение его указывает на засоренность решетки. Большая засоренность решетки может так понизить уровень воды за ней, что всасывающая труба насоса начнет захватывать воздух, а это снизит производительность и к. п. д. насоса или даже сорвет его работу. Большая засоренность решетки может вызвать ее разрушение и др.

Следить за уровнем воды можно при помощи дифференциальных манометров с датчиками различной конструкции. Промышленность выпускает, например, механические поплавковые дифманометры для наблюдений на месте установки прибора и для передачи показаний на расстояние. Изготовляются механические поплавковые дифманометры, показывающие состояние уровня, сигнализирующие, со счетчиками, с самопишущими приборами и др. Контроль уровней воды в верхнем бьефе насосных станций обязателен, особенно когда вода подается в водонапорные баки или в очистные сооружения.

Аппаратура измерения давления, уровней, температуры подшипников, контроля протока должна контролировать и обеспечивать нормальную работу насосной станции и в случае аварийного состояния в каком-то узле подавать сигналы дежурному обслуживающему персоналу, а при автоматизации и дистанционном управлении отключать этот узел с одновременной подачей сигнала на диспетчерский пункт.

Пневматическое оборудование мелиоративных насосных станций обеспечивает подачу сжатого воздуха для:

а) очистки сороудерживающих решеток давлением 3—6 *ат*;

б) обдувки обмоток электродвигателя, прочистки сеток фильтров давлением 4—6 *ат*;

в) пневматического инструмента для ремонтных и монтажных работ давлением 4—6 *ат*;

г) масловоздушных котлов маслонапорных установок (МНУ) систем регулирования (создание и поддержание воздушной подушки) давлением 14—25 *ат*;

д) торможения (воздушными тормозными домкратами) электродвигателей большой мощности при их остановке давлением 5—7 *ат*.

В крупных и ответственных насосных станциях рекомендуется устанавливать два компрессора (рабочий и резервный) высокого давления (25 *ат*) с водяным или воздушным охлаждением, каждый с воздухосборником (ресивером) и аппаратурой контроля давления. Система воздуховодов — общая, с необходимым комплектом запорных устройств и редукционных (снижающих давление) клапанов на переходах к сети низкого давления. В этих насосных станциях можно устанавливать и два компрессора с различным давлением: один высокого 25 *ат*, другой низкого 6—7 *ат*. В этом случае каждый компрессор имеет свою систему трубопроводов с необходимой арматурой. Системы трубопроводов высокого и низкого давлений соединяются через редукционный клапан.

Расход и давление воздуха, необходимые для пневматического оборудования, устанавливаются заводами-изготовителями этого оборудования. Производительность компрессорной установки определяется из условия одновременного торможения двух электродвигателей или одновременной работы трех пневматических инструментов.

Обычно производительность компрессора составляет 4—5 $м^3/мин$. При большой потребности воздуха устанавливают три ресивера: два на высокое давление (один резервный) и один низкого давления — на 7 *ат*. Емкость ресивера определяется исходя из условия двукратного торможения агрегата при понижении давления до минимально необходимого

для торможения, устанавливаемого заводом-изготовителем, и должна быть не менее 30-секундной производительности компрессора.

Обычно минимальное давление равно 2—3 *ат*.

Ресиверы должны иметь предохранительный клапан, манометр и спускной кран. Воздуховоды изготовляют из цельнотянутых труб, сечение их определяется по скоростям движения воздуха, средние величины которых при расчетах принимают: во всасывающих трубах 15, а в напорных — 25 *м/сек*. Кроме того, проверяют падение давления при расчетной подаче воздуха. Редукционные клапаны подбирают по давлению, необходимому его перепаду и пропускной способности.

Вентиляционные и отопительные устройства служат для обеспечения нормальных температурных условий и влажности воздуха в здании насосной станции. Необходимые температура и влажность воздуха для оборудования и приборов определяются заводами, поставляющими их. Температура в зданиях неавтоматизированных насосных станций, работающих круглый год, должна быть не ниже 16° С. Электродвигатели, кабельные сети и другие приборы выделяют значительное количество тепла, поэтому система вентиляции и конструкция здания должны обеспечить отвод излишнего тепла, а также использование его в необходимых случаях. При расчетах вентиляции необходимо следить за тем, чтобы температура наружного воздуха, подаваемого в здание станции, была ниже или выше температуры внутреннего воздуха для автоматизированных станций не более чем на 10° С и для неавтоматизированных (с постоянным нахождением в станции обслуживающего персонала) не более чем на 5° С. Важное значение для вентилирования помещений имеет загрязненность наружного воздуха: при содержании пыли в нем до 5 *мг/м*^{3} допускается вентиляция без очистки воздуха, а при большем содержании необходима его очистка на висциновых (масляных) или других фильтрах. Расчетная скорость движения воздуха через висциновые фильтры не должна превышать 1,0—1,2 *м/сек*. За расчетную температуру наружного воздуха принимают многолетнюю наибольшую среднемесячную температуру, измеренную в 13 часов.

Схема вентиляционных устройств зависит от степени запыленности и температуры наружного воздуха и мощности насосной станции. Здание станции обогревается теплом, выделяемым двигателями; при недостатке его дополнительно ставят электронагревательные приборы.

При чистом наружном воздухе и мощности двигателей до ~ 2000—4000 *квт*, их можно устанавливать открыто, а проветривание машинного зала и охлаждение двигателей осуществлять через окна и фрамуги, фонари. Если такой вытяжки недостаточно, устраивают шахты с дефлекторами или используют осевые вентиляторы. При более значительных мощностях двигателей и чистом наружном воздухе можно применять более мощную принудительную вытяжку воздуха из машинного зала и естественный приток его при открытой установке электродвигателей.

При запыленном воздухе осуществляют закрытый подвод воздуха (через фильтры) и выпуск его в машзал, а при значительной мощности электродвигателей воздух подводят к электродвигателям и отводят наружу по закрытым коробам. При замкнутой циркуляции воздуха для охлаждения двигателей допустимый перепад температуры может быть повышен до 30—35° С при максимальной температуре нагрева двигателя.

При большой мощности двигателей, высокой температуре воздуха, чему обычно сопутствует и сильная загрязненность пылью воздуха, устанавливают замкнутую систему вентиляции с применением воздухоохладителя (рис. 216). Вентиляция подземной части здания станции обычно выполняется побудительной.

Количество воздуха, необходимое для вентиляции, определяется по формуле:

$$W = \frac{Q_{изб}}{C(t_в - t_н)\gamma}\ м^3/час,$$

где $Q_{изб}$ — количество избыточного тепла, *ккал/час*;
C — средняя весовая теплоемкость воздуха, равная 0,24 *ккал/кг* на 1°;
$t_в$ — наибольшая допустимая температура воздуха в помещении или в отводящем канале;
$t_н$ — температура поступающего воздуха;
γ — объемный вес поступающего воздуха, *кг/м³*.

Объемный вес воздуха в зависимости от его температуры определяется по формуле:

$$\gamma = \frac{1,293}{1 + \frac{t_н}{273}}.$$

Источниками тепла на насосных станциях являются двигатели, электропровода, стены зданий и др.

Количество тепла, выдаваемое электродвигателем, определяется по формуле:

$$Q_{дв} = 864W\ ккал/ч,$$

где 864 — количество тепла в *ккал*, эквивалентное 1 *квт·ч*;
W — потеря мощности в электродвигателе, *квт*.

$$W = N_{пол}\frac{1 - \eta_{дв}}{\eta_{дв}},$$

где $N_{пол}$ и $\eta_{дв}$ — полезная мощность (*квт*) и к. п. д. электродвигателя.

При охлаждении электродвигателя по замкнутому циклу в помещение станции выделяется меньшее количество тепла.

Количество тепла, выделяемое кабелями, электропроводами, определяется по формуле:

$$Q_{пр} = 2160i^2\ ккал/ч,$$

где i — средняя плотность тока в амперах на 1 *мм²* сечения кабеля или провода.

Количество тепла, выделяемое из окружающей среды, определяется с учетом нагрева стен, окон, дверей по формуле:

$$Q_{ст} = kF(t_в - t_н)\ ккал/ч,$$

где k — коэффициент теплопередачи через стены, окна и др., *ккал/м²* в час на 1°;
F — поверхность стен, окон и др., *м²*;
$t_в$ — температура воздуха внутри помещения;
$t_н$ — температура наружного воздуха.

Потери тепла подсчитывают так же, как и количество тепла, поступающего из окружающей среды. Избыточное тепло в помещениях определяется как разность поступающего тепла и потерь его по формуле:

$$Q_{изб} = \Sigma Q_{теп} - \Sigma Q_{пот}\ ккал/ч,$$

где $\Sigma Q_{теп}$ — суммарное поступление тепла;
$\Sigma Q_{пот}$ — сумма потерь тепла.

§ 9. ПРИНЦИПЫ АВТОМАТИЗАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Автоматизация процессов пуска и остановки насосов и двигателей, вспомогательного оборудования, а также технологического контроля в процессе эксплуатации составляет в настоящее время обширную область, требующую специальных знаний в области энергетики. Рассмотрим принципы автоматизации процессов управления работой насосов, не разбирая вопросов автоматики управления работой двигателей.

В зависимости от назначения насосной станции принципы автоматизации ее могут быть различны. Если насосная станция подает воду в бак водонапорной башни, резервуар или напорный бассейн магистрального канала, то насосы должны включаться и выключаться в зависимости от уровня воды в баке, резервуаре или бассейне. Отметка уровня воды в баке водонапорной башни фиксируется автоматически специальными приборами (поплавковое или контактное реле и др.), а в помещение насосной станции передается либо сигнал на отключение насоса персоналом, либо импульс для автоматического отключения насоса.

Если насосы подают воду непосредственно в разводящую сеть, то они могут включаться и выключаться, в зависимости от давления в сети, при помощи особого прибора, называемого реле давления. Такие схемы рассматриваются в курсах водоснабжения [34, 35], поэтому здесь мы на них не останавливаемся.

В осушительных насосных станциях, предназначенных для откачки вод поверхностного и подземного стока, основным автоматическим прибором включения и выключения насосов служит поплавковое реле, устанавливаемое в аванкамере насосной станции. Кроме основных, необходимы и другие приборы автоматики, осуществляющие все процессы управления и контроля.

Приборы автоматики можно разделить на три группы. К первой относятся к о н т а к т о р ы, предназначенные для частых включений и отключений цепи главного тока, например электропривода насоса. Контакторы получают импульс от других аппаратов, которые, в свою очередь, действуют в зависимости от ряда факторов: давления, расхода воды, горизонта воды в водоприемнике или резервуаре, а также от величины силы или напряжения тока, температуры подшипников и др. Такие аппараты составляют вторую группу и называются р е л е. Следовательно, реле являются такими аппаратами, которые автоматически воздействуют на определенную систему, если в этой системе происходят изменения, выходящие за пределы заранее установленного эксплуатационного режима.

Третью группу приборов автоматики составляют к о м а н д о - а п п а р а т ы. Они включают и выключают агрегаты в определенной последовательности, обусловленной эксплуатационным планом насосной станции.

Ознакомимся с действием поплавкового реле, часто применяемого в насосных станциях, одна из возможных схем устройства которого приведена на рисунке 220. В водоприемный резервуар опущен поплавок *1*, подвешенный на тросике, перекинутом через блоки *2*, имеющем на другом конце уравновешивающий груз (противовес) *7*. На тросе имеются пальцы *4* и *5*, которые в зависимости от положения поплавка могут либо непосредственно замыкать контакты, либо путем поворота рычага *6* включать и выключать пусковое реле. При расположении резервуара отдельно, но близко от насосной станции поплавок размещают в трубах, проведенных из резервуара в помещение насосной станции, а при значительном удалении сигнал или импульс может передаваться по проводам.

Поплавковое реле имеет одну пару открытых или закрытых контактов с автоматическим возвратом. Контакты для поплавкового реле могут быть включены под напряжением до 500 *в*. Таким образом, поплавковое реле является первичным прибором, дающим импульс для остановки или пуска насосных агрегатов в зависимости от положения уровня воды в резервуаре. Если насосы работают с отрицательной высотой всасывания, пуск их осуществляется без вакуум-насоса и поэтому более прост (особенно, когда на всасывающей и нагнетательной трубах насоса нет задвижек и для включения насоса в работу достаточно импульса от поплавкового реле к пусковой аппаратуре электродвигателя).

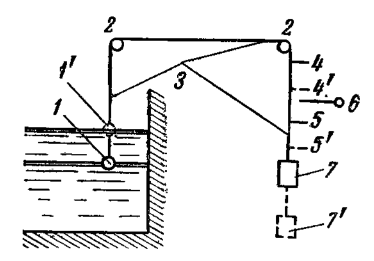


Рис. 220. Схема действия поплавкового реле:

1 и *1'* — поплавок при разных уровнях воды; *2* — блоки; *3* — трос; *4* и *4'*, *5* и *5'* — пальцы, закрепленные на тросе; *6* — рычаг; *7* и *7'* — противовес в разных положениях.

Если главные насосы имеют положительную высоту всасывания, то для пуска необходимо предварительно залить их водой. Поэтому первоначальный импульс от поплавкового реле должен быть дан пусковой аппаратуре вакуум-насоса.

На рисунке 214 приведены схемы вакуум-насосной установки и технического водоснабжения автоматизированной мелиоративной насосной станции. Перед пуском основных насосов *1* закрывается электрифицированная задвижка *2* на нагнетательном трубопроводе и включается вакуум-насос *9*. После зарядки насоса, что контролирует сигнализатор наличия воды *4*, дается импульс на отключение вакуум-насоса и включение насоса *1*, а потом и на открытие задвижки *2*.

Рассмотрим схему автоматизации насосного агрегата, работающего с положительной высотой всасывания (рис. 221). Импульсы пуска и остановки агрегата поступают на панель *11* насосного агрегата при кнопочном (полуавтоматическом) управлении или на панель *18* командо-аппарата при автоматическом управлении. Командо-аппарат в этом случае определяет воздействием на соответствующие реле последовательность операций по предварительно разработанному плану эксплуатации насосной станции. На всасывающем трубопроводе вакуум-насоса есть реле заливки *7*, контролирующие работу насоса *1* и заливку корпуса главного насоса *2* водой. Реле заливки имеет диафрагму, изготовленную из кожи или резины, которая изменение давления в трубопроводе передает контактному устройству, переключающему контакты, благодаря чему и осуществляется контроль работы вакуум-насоса. Струйное реле *4* устанавливают на соединительном трубопроводе (от главного насоса к всасывающему трубопроводу вакуум-насоса). Оно определяет момент заполнения главного насоса и пуска электродвигателя. Реле состоит из пружинного клапана, помещенного в особой муфте. Если в трубе имеется воздух, то при действии вакуум-насоса он свободно проходит через зазор клапана; при заполнении же водой соединительного трубопровода и клапана последний закроется, преградив путь воде, повернув ось контактного устройства, которое и замкнет цепь управления. Вакуум-насос выключится, одновременно через командо-аппарат включится главный насосный агрегат и регулировочная задвижка *8* на напорном трубопроводе насоса.

Установленные на напорных трубопроводах реле давления *13* и *20* предназначены для управления и защиты насосов. Они устроены почти так же, как и вакуумные, только резиновая диафрагма в них заменена бронзовой или стальной; иногда роль диафрагмы выполняет трубка манометра.

У задвижек с электроприводом предусматривается установка двух

включающих реле. Одно из них вращает задвижку в одну сторону, а другое — в противоположную.

Кроме этого, при задвижках с электроприводом в схеме автоматики предусматривается концевой выключатель *9* для выключения мотора задвижки при окончании ее открытия или закрытия.

Нагрев подшипника контролируется тепловым реле защиты.

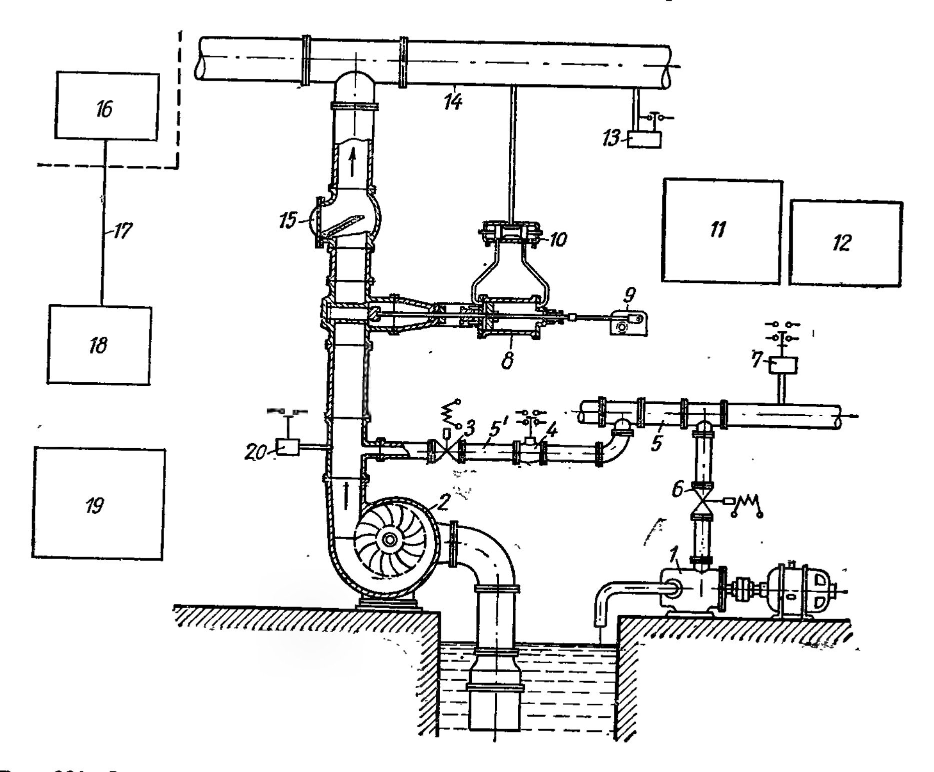


Рис. 221. Схема автоматизации основного насоса при заливке его вакуум-насосом:

1 — вакуум-насос; *2* — основной насос; *3* — электрифицированный заливочный вентиль (соленоидный); *4* — струйное реле; *5* — общий всасывающий вакуумный трубопровод; *5'* — трубопровод подключения (соединительный) основного насоса к вакуумной системе; *6* — электрифицированный вентиль вакуум-насоса; *7* — вакуумное реле (реле заливки); *8* — задвижка с гидравлическим приводом; *9* — концевой выключатель; *10* — золотник сервомотора; *11* — панель автоматического управления основного насоса; *12* — панель автоматического управления вакуум-насоса; *13* и *20* — реле давления; *14* — напорный трубопровод; *15* — обратный клапан; *16* — диспетчерский пункт; *17* — линии связи; *18* — панель командо-аппарата; *19* — панель автоматического управления двигателя.

При автоматизации необходимо предусматривать бесперебойное снабжение насосной станции электроэнергией и установку резервных агрегатов. Командо-аппарат включает их в работу при остановке основных агрегатов. Наиболее простое устройство автоматики будет при укрупненных однотипных агрегатах.

Для питания цепей управления автоматики, построенной на релейной аппаратуре, применяют выпрямители и специальные трансформаторы. Первые используют для реле, работающих на постоянном токе, а вторые — для реле переменного тока АР (аварийное реле). Реле типа АР без вреда для контактной системы включает и выключает цепи с током 1—2 *а* при напряжении 380 *в*. Наиболее распространены выпрямители с твердыми элементами. Такие выпрямители собирают из нескольких элементов, каждый из которых состоит из двух электродов, разделенных тонким запирающим слоем. Один электрод — проводник, а другой — полупроводник. В схемах автоматики применяют купроксные и селеновые твердые выпрямители. В автоматике можно применять трансформаторы, которые удовлетворяют по мощности и напряжению

условиям работы, — однофазные мощностью 50—100 *ва* с первичным напряжением 220 *в* и различным вторичным напряжением для запроектированных комбинаций.

Как можно видеть из рисунка 221, вся аппаратура для автоматизации насосных установок состоит из электрической и гидромеханической частей. Последняя предназначена для контроля нормальной работы проточной части аппаратуры и гидромашин, то есть расхода, давления и пр. Такая гидромеханическая аппаратура автоматики состоит из соответствующих реле: а) поплавкового реле для контроля горизонта воды в открытом резервуаре, колодце, аванкамере, канале и т. д. (рис. 220, 222); б) поплавкового реле для контроля уровня жидкости в закрытом резервуаре; в) реле для контроля заливки центробежного насоса; г) струйного реле, основное назначение которого состоит в защите агрегата при прекращении подачи смазки в маслопроводах или при прекращении движения воды в трубопроводах; оно воздействует на электрическую цепь, которая управляет остановкой агрегата; д) реле давления для контроля давления воды в напорной линии, оно сигнализирует о завершении пуска насоса и выключает агрегат при резком падении давления в трубопроводе, например при его разрыве; е) реле срыва вакуума, предназначенное для немедленного его снижения в сифонных линиях в момент повышения выше допустимой величины или в случае аварийного режима.

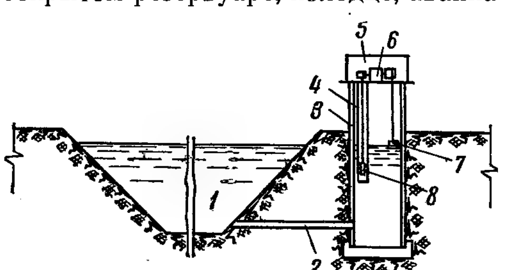


Рис. 222. Схема установки сигнализатора уровня ДСУ-1 для контроля уровня воды в верхнем или нижнем бьефе насосной станции:

1 — канал, аванкамера, водовыпуск; 2 — соединительная труба; 3 — колодец; 4 — стакан противовеса (сухой) из стальной трубы; 5 — кожух датчика; 6 — датчик уровня; 7 — поплавок; 8 — противовес.

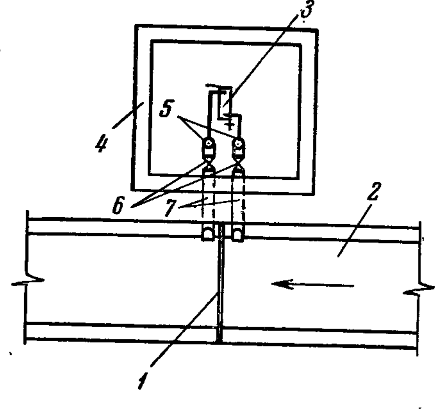


Рис. 223. Схема контроля перепада уровней, создаваемого сороудерживающей решеткой:

1 — сороудерживающая решетка; 2 — канал; 3 — дифференциальный прибор; 4 — колодец; 5 — пьезометры; 6 — муфтовые краны; 7 — подводящие соединительные трубы.

Для учета работы при наблюдении за режимом работы агрегатов и трубопроводов в автоматических насосных станциях и устранением неисправностей устанавливают самопишущие приборы. Их записи необходимо передавать на контрольный пункт, а при ненормальной работе насосных агрегатов сигнализировать на диспетчерский пункт или квартиры работников насосной станции. К таким приборам относятся: а) самопишущий вакуумметр — это сильфонный (сильфонное реле — особый аппарат, приводящий в действие систему автоматической сигнализации) самопишущий прибор с приводом диаграммы от часового механизма; б) показывающий вакуумметр — сильфонный, пневматический прибор; в) вторичный показывающий прибор; при помощи сигнального устройства и датчика зафиксированные прибором измерения передаются на расстояние; г) дифференциальный поплавковый манометр — самопишущий прибор с приводом диаграммы от часового механизма или синхронного электродвигателя; он предназначен для измерения и записи расхода жидкости, перепада давления, уровня жидко-

сти; есть дифференциальные манометры с индукционным датчиком и в комплекте с вторичным прибором, передающим показания на расстояние; д) самопишущий манометр с электрической передачей сигналов; е) показывающий манометр с сигнальным устройством, предназначенный для измерения давления жидкости и для замыкания и размыкания контактов при недопустимом повышении или понижении давления.

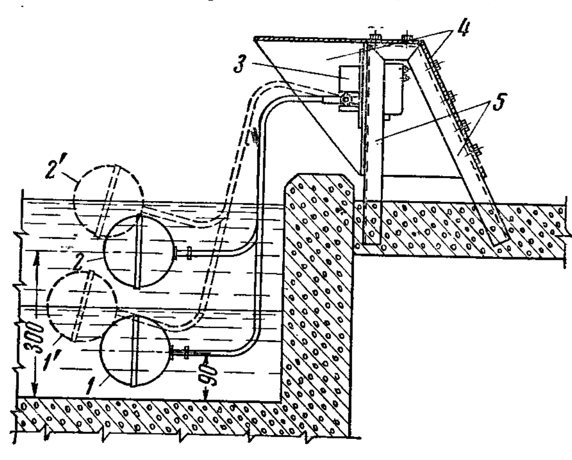


Рис. 224. Схема установки поплавкового сигнализатора уровня СУ-3:

1 и *1'* — первый шар (поплавок) в отключенном и включенном положении; *2—2'* — второй шар (поплавок) в отключенном и включенном положении; *3* — датчик СУ 3; *4* — листовая сталь; *5* — каркас из угловой стали.

Схема автоматизированного привода состоит из комплекса элементов автоматики и электродвигателей. Следовательно, мы имеем цепь электродвигателя, или цепь главного тока, и цепь управления, или цепь вспомогательного тока; иногда катушки управления элементов автоматики включаются в главную цепь двигателя.

Основные цепи автоматики состоят из цепи главного тока, цепи вспомогательного тока, цепи сигнализации и цепи блокировки.

На рисунке 222 показан возможный вариант установки датчика (ДСУ-1) для контроля уровня в верхнем и нижнем бьефах мелиоративной насосной станции. Площадь

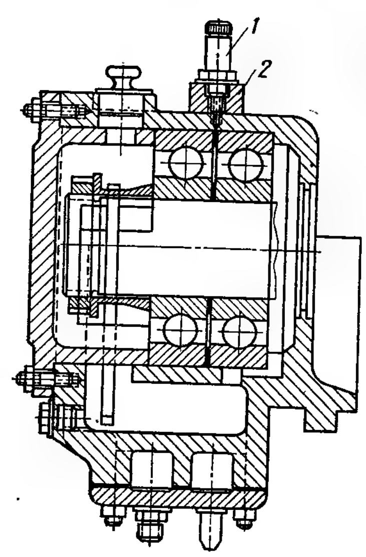


Рис. 225. Схема установки термодатчика на корпусе подшипника:

1 — термодатчик Т231у; *2* — корпус термодатчика (алюминий или красная медь).

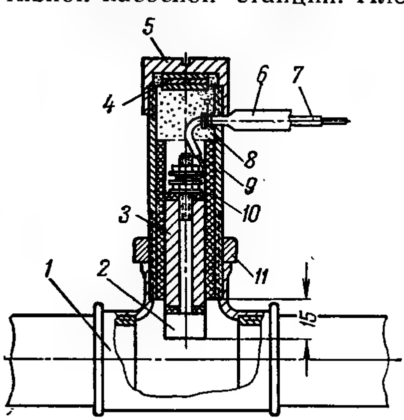


Рис. 226. Схема установки электродного сигнализатора наличия воды:

1 — переходный тройник; *2* — электрод; *3* — электрическое сопротивление; *4* и *10* — вкладыши; *5* — крышка на резьбе; *6* — защитный шлаиг; *7* — медный провод; *8* — мастика; *9* — корпус; *11* — контргайка.

сечения соединительной трубки *2* следует принимать не более 0,01 от площади колодца *3*. Соединительные трубки следует укладывать так, чтобы их можно было свободно прочищать (например, при сезонной ра-

боте). В противном случае следует применять другую установку датчика, например с мостика, опуская поплавок *7* в дырчатую трубу (стакан), а противовес в сухой стакан *4* и др.

На рисунке 223 приведена одна из возможных схем контроля перепада уровней, создаваемого сороудерживающей решеткой.

На рисунке 224 дана схема установки сигнализатора уровня СУ-3. Верхний шар может, например, включить второй насос при переполнении дренажно-осушительного колодца и дать аварийный сигнал при аварийном его наполнении.

На рисунке 225 приведена установка термодатчика Т231у на корпусе подшипника, а на рисунке 226 показана установка электродного сигнализатора наличия воды.

Глава восьмая. НАСОСНЫЕ УСТАНОВКИ И СТАНЦИИ ДЛЯ ЗАБОРА ПОДЗЕМНЫХ ВОД

§ 1. ВЫБОР ТИПА ВОДОПОДЪЕМНЫХ УСТРОЙСТВ

В зависимости от схемы водозабора водоподъемная установка может обслуживать один или несколько колодцев (шахтных или трубчатых). Кроме того, в зависимости от качества воды и типа водоподъемников вода к потребителю может подаваться сразу станцией первого подъема или же подъем ее из колодца осуществляется станцией первого подъема, а станцией второго подъема она подается к потребителю. При этом можно использовать различные типы водоподъемников, от самых простых до современных насосов. Во всех случаях для насосов следует применять механический привод.

Из шахтного колодца вода с глубины не более 5—7 *м* может подниматься только до поверхности земли или же, кроме этого, транспортироваться по напорным трубопроводам в водонапорную башню, очистные сооружения и т. д. При расходах воды до 2 *л/сек* и подъеме ее до поверхности земли следует применять центробежные (обычные и плавающие — ПН-Ю), вихревые, винтовые и поршневые насосы. Подъем воды в этом случае можно осуществлять и поршневым насосом с ветродвигателем, приводными ленточным и шнуровым водоподъемниками, вибрационным насосом и, как исключение, вручную ведрами, воротом, норией и поршневым насосом.

При расходах воды от 2 до 10 *л/сек* для подъема воды используют центробежные, вихревые, а также винтовые и поршневые насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники и вибрационные насосы. Для привода насосов можно применять электродвигатели, ветродвигатели, а также двигатели внутреннего сгорания. При расходах более 10—15 *л/сек* могут быть применены различные насосы с теми же двигателями.

Если, кроме подъема воды из колодца, необходимо ее нагнетание в напорные трубопроводы, то водоподъемные установки усложняются. В этом случае при расходе до 2 *л/сек* и при напорах до 100—200 *м* применяют плунжерные (простого действия или с дифференциальным плунжером) горизонтальные или вертикальные насосы, вихревые и винтовые насосы и, как исключение (для временной подачи, при напорах до 30 *м*), ручные поршневые и другие насосы («Красный факел», «Альвейлер»). При расходах от 2 до 10 *л/сек* и при напорах до 100—200 *м* рекомендуются плунжерные, вихревые, центробежные (обычные и артезианские) насосы.

Если вода в шахтных колодцах находится на глубине большей, чем высота всасывания насосов (например, от 8 до 30 *м*), и поднимается до поверхности земли, то при расходах до 10 *л/сек* можно применять центробежные насосы с водоструйным насосом на пяте всасывающей трубы (насосо-эжекторная установка), штанговые (поршневые), артезианские и погружные, вибрационные насосы, ленточные и шнуровые водоподъемники.

Если из подземных резервуаров воду необходимо подать в водопроводную сеть, то в зависимости от напора устанавливают насосы второго подъема — центробежные, вихревые, поршневые горизонтальные или вертикальные. Непосредственно в колодце помещают погружные и артезианские, штанговые (поршневые) насосы, а при соответствующих условиях — центробежные и вихревые, опуская их в колодец до отметки, обеспечивающей допустимую высоту всасывания.

Схема водозабора из скважин (трубчатых колодцев) зависит от положения динамического уровня в них по отношению к поверхности земли и от дебита колодца. Если уровень воды находится выше поверхности земли, вода может самотеком поступать или прямо в сеть, или (при недостаточном давлении) в подземный резервуар, а из него насосами подаваться в сеть.

Если динамический уровень воды расположен ниже поверхности земли, наиболее широко применяют следующее оборудование:

а) уровень на глубине не более 5—6 *м* — вихревые и центробежные, горизонтальные насосы;

б) уровень на глубине от 6 до 10 *м* — те же горизонтальные насосы или глубоководные водоподъемники: артезианские и погружные, штанговые, поршневые, центробежные насосы с водоструйными (насосоэжекторные установки), эрлифты и вибрационные насосы;

в) уровень на глубине от 10 до 60 *м* — глубоководные водоподъемники;

г) уровень на глубине от 60 до 100 *м* — погружные или артезианские насосы с подачей воды в водонапорный бак, сеть или подземный резервуар; эрлифты с подачей воды в подземный резервуар, из которого насосы второго подъема подают воду в сеть или башню;

д) уровень на глубине более 100 *м* — глубоководные центробежные (в основном погружные) насосы.

Тип водоподъемника и двигателя во всех случаях выбирают на основе технико-экономического сравнения нескольких вариантов с учетом условий района, в котором будет расположена насосная установка.

В рассмотренных случаях водоподъема предусматривается устройство индивидуального привода у водоподъемника, установка их в каждом колодце и подача воды из колодца в резервуар, расположенный около колодца, или нагнетание через напорный трубопровод в водонапорную башню, резервуар и т. д.

При устройстве нескольких колодцев на небольшом расстоянии друг от друга водоподъемники устанавливают в каждом колодце (например, штанговые насосы), а привод к ним в простейшем случае осуществляют от общего двигателя и кривошипного механизма (групповой привод). Возможна установка отдельных эрлифтов в каждом колодце с подачей воздуха из центральной насосно-компрессорной станции (или отсосом воздуха вакуум-насосной станцией при установке всасывающих эрлифтов). При установке в колодцах эжекторов можно подавать к ним воду под напором от общей насосной станции с центробежным насосом. Иногда вода из колодцев с помощью сифонов подводится в сборный колодец, откуда водоподъемником подается в сеть и т д.

В настоящее время в сельском хозяйстве увеличивается потребление воды для хозяйственных и питьевых целей. В связи с этим старые кустарные методы водоподъема (например, ведрами, воротом и др.) и способы транспортировки воды от места ее добычи к месту потребления в бочках или ручным способом нецелесообразны. Только широкая механизация и автоматизация водоподъема и транспортирование воды по трубам могут повысить производительность труда и снизить себестоимость воды. Поэтому при реконструкции и строительстве сельскохозяйственного водоснабжения необходимо внедрять механизацию водо-

подъема и укрупнение отдельных мелких кустарных водоподъемных устройств. Механизация и автоматизация водоподъема составляют одну из важнейших задач социалистического сельского хозяйства.

§ 2. ПРИМЕРЫ ЗАБОРА ВОДЫ ИЗ БУРОВЫХ (ТРУБЧАТЫХ) КОЛОДЦЕВ

На рисунках 102 и 119 были приведены примеры использования поршневого штангового насоса, который может приводиться в действие от небольшого двигателя внутреннего сгорания, ветродвигателя или электродвигателя.

На рисунке 227 показан проект насосной водопонизительной установки. Водозабор осуществляется из бурового колодца горизонтальным центробежным насосом, установленным на дне железобетонного круглого колодца, устроенного над скважиной для обеспечения допустимой высоты всасывания насоса. При значительных расходах воды такая установка может быть экономически целесообразной из-за большего к. п. д. насоса и простоты обслуживания. Вентиляционные устройства на рисунке не показаны.

На рисунке 228 приведена насосная установка с артезианским насосом (насос АТН-10 модернизированный). Модернизация насоса заключается в установке закрытого колеса для уменьшения щелевых потерь и получения пологой кривой мощности; соединение секции напорных труб фланцевое, а не резьбовое, так как ранее наблюдались обрывы колонн труб. Подача $Q=70$ *м³/час* и напор на одно колесо 7 *м* с учетом потерь в водоподъемной трубе. Электродвигатель с опорной станиной установлен на фундаменте, расположенном над устьем скважины. Установленный в помещении бачок *3* с водой предназначен для смачивания резиновых подшипников. В качестве водомера используется колено *4*.

В перекрытии здания устроен люк для подъема агрегата при монтаже и демонтаже. Грузоподъемные устройства устанавливаются на временных

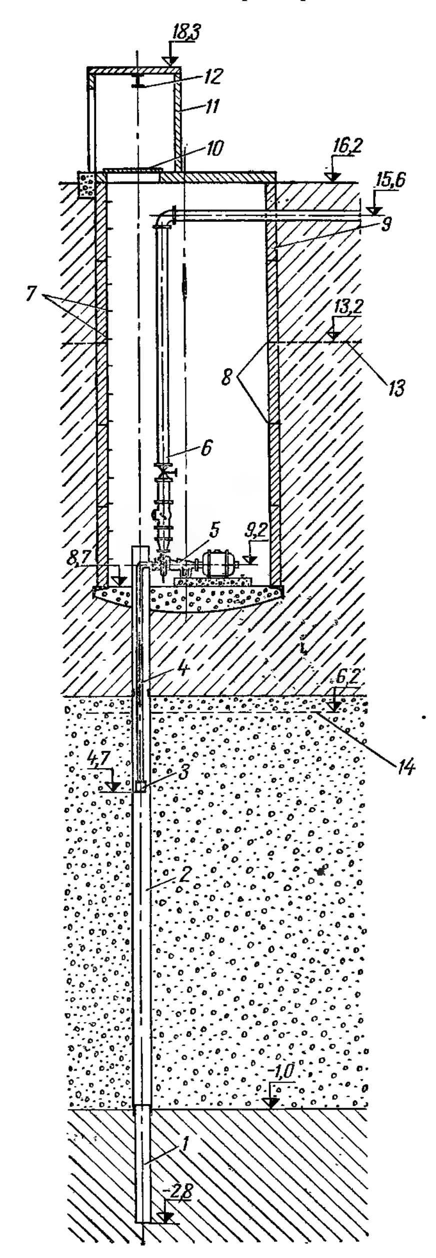


Рис. 227. Водозабор из бурового колодца при помощи горизонтального центробежного насоса:

1 — отстойник; *2* — труба бурового колодца; *3* — обратный клапан; *4* — всасывающая труба; *5* — насос 3К-9; *6* — напорная труба ⌀ 200 *мм*; *7* — скобы для спуска в колодец; *8* — колодец из железобетонных колец с водонепроницаемыми швами; *9* — гидроизоляция; *10* — крышка люка; *11* — тамбур над люком; *12* — двутавр для подвески тали; *13* — статический уровень; *14* — динамический уровень.

треногах, вне помещения, над люком. Помещение должно отапливаться, например, электропечью. Иногда здание делается подземным и выполняется в виде шахты круглого сечения по типу показанного на рисунке 227, но меньшей глубины. Если возможно проникновение грунтовых вод в шахту, то устанавливается дренажный насос.

На рисунке 229 показана установка насоса АТН-10-1-4 без надстройки (вариант установки по рисунку 227) с защитой двигателя (от пыли, дождя и др.) стальным колпаком и легким каркасом-вышкой для

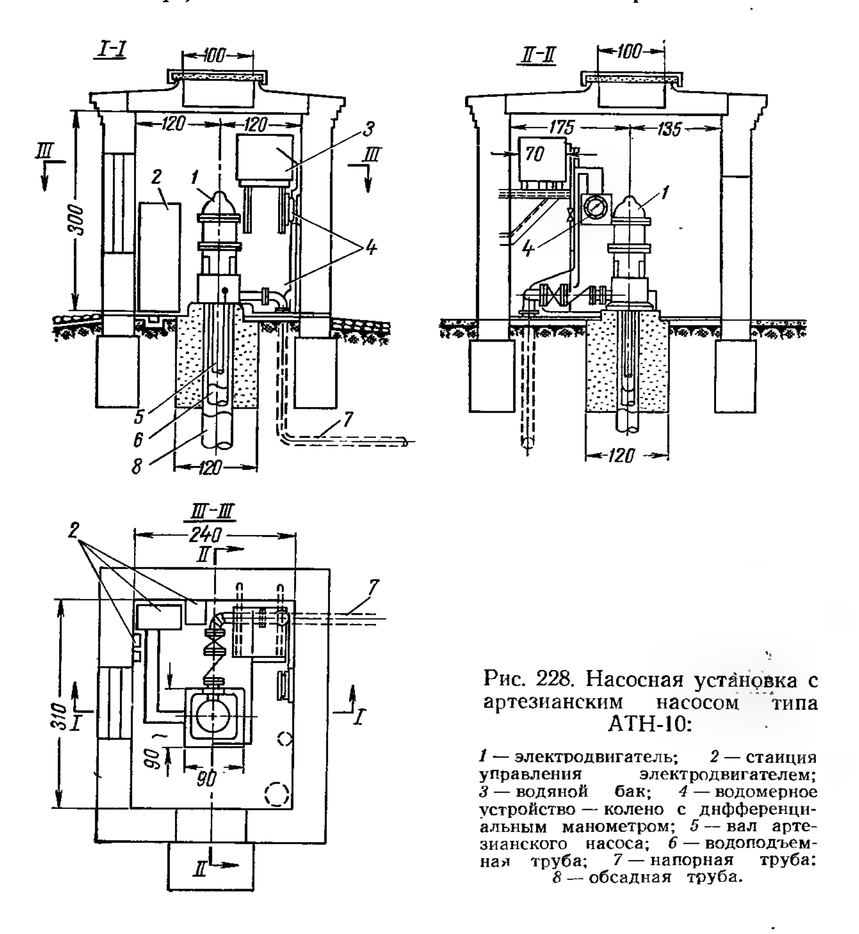


Рис. 228. Насосная установка с артезианским насосом типа АТН-10:

1 — электродвигатель; *2* — станция управления электродвигателем; *3* — водяной бак; *4* — водомерное устройство — колено с дифференциальным манометром; *5* — вал артезианского насоса; *6* — водоподъемная труба; *7* — напорная труба; *8* — обсадная труба.

подъема и установки насоса. Этот каркас может быть съемным и обслуживать несколько таких установок. Защитный колпак при необходимости должен иметь приточно-вытяжные устройства и побуждение для воздухообмена. Для охлаждения воздуха в колпаке можно использовать поднимаемую из скважины воду, пропуская ее по специальной системе трубок.

На рисунке 230 показана установка с погружным насосом типа АП (насос 6АП-9×6) со станцией управления для пуска и остановки погружного электродвигателя и его защиты. В зависимости от местных условий и назначения верхняя часть насоса может быть выполнена во временной установке (рис. 230, *а*). В постоянных установках при закрытой прокладке трубопроводов верхнюю часть насосов располагают в специальном закрытом сверху колодце со станцией управления.

На рисунке 231 приведена комбинированная установка насоса типа А с центробежным насосом типа МС.

Вода из скважины забирается центробежным артезианским насосом и подается в подземный резервуар (при закрытой задвижке *3* и открытой *2*) для создания необходимого противопожарного запаса воды или, если резервуар наполнен водой, прямо в сеть и водонапорную башню (при закрытой задвижке *2* и открытой *3*). В случае пожара задвижку *3* закрывают, а воду подают специальным противопожарным насосом *4* с забором воды из резервуара. Такая система может быть осуществлена и с другими насосами для противопожарно-хозяйственного водопровода высокого давления.

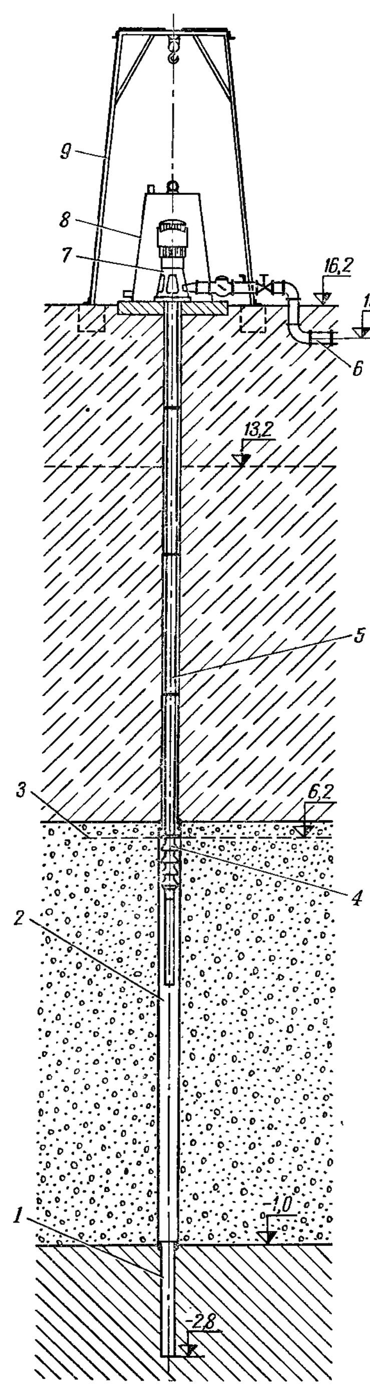


Рис. 229. Установка артезианского насоса без надстройки:

1 — отстойник; *2* — труба бурового колодца; *3*—динамический уровень; *4*—насос АТН10-1-4; *5* — водоподъемная труба; *6* — напорная труба; *7* — вертикальный электродвигатель насоса; *8*—стальной колпак; *9*—стальной каркас-вышка.

При проектировании насосных установок с артезианскими и погружными насосами необходимо руководствоваться следующими положениями.

1. Пользоваться новейшими каталогами. Если каталог имеет давность издания более года, следует запрашивать завод-изготовитель, уточняя основные технические данные и установочные размеры.

2. Обеспечивать заглубление насосов под динамический уровень согласно данным заводов-изготовителей:

а) для насосов типа А, НА и АТН (двигатели расположены над скважиной) верх верхней секции насоса заглублять на 1,0 *м* ниже динамического уровня;

б) для насосов марки ЭЦВ и АП (с погружными электродвигателями) верх верхней секции насоса заглубляется под динамический уровень на 0,5 *м* при диаметре скважины 4″, на 1 *м* при диаметре 6″, на 2 *м* при диаметре 8″ и на 3 *м* при диаметре 10—16″.

3. Расчетный напор погружного или артезианского насоса можно определить по формуле:

$$H = H_{м} + h_{д} + h_{пт},$$

$H_{м}$ — напор, определяемый по показанию манометра, установленного на выходном верхнем колене насоса, и приведенный к оси колена. Этот напор равен сумме геодезической высоты подъема воды (от оси верхнего колена до уровня воды в точке подачи) и потерь напора в трубопроводе от колена до точки подачи;

$h_{д}$ — расстояние между осью верхнего колена и динамическим уровнем воды в колодце;

$h_{пт}$ — потери в водоподъемной трубе насоса, принимаемые по данным за-

вода. Для предварительных расчетов их можно взять из каталогов. Средняя величина этих потерь приближенно равна 0,04 ÷ 0,07 *м* на 1 *м* трубы.

В последнее время из-за простоты устройства и обслуживания, надежности в работе (нет трущихся и движущихся частей в скважине) значительное распространение получили **насосно-эжекторные установки**. Схемы их устройства и работы приведены на рисунках 232 и 234. Принцип действия водоструйного насоса (эжектора, водогона) рассмотрен ранее (см. рис. 136).

Принцип действия насосно-эжекторной установки заключается в следующем. Для увеличения высоты всасывания центробежного насоса, рас-

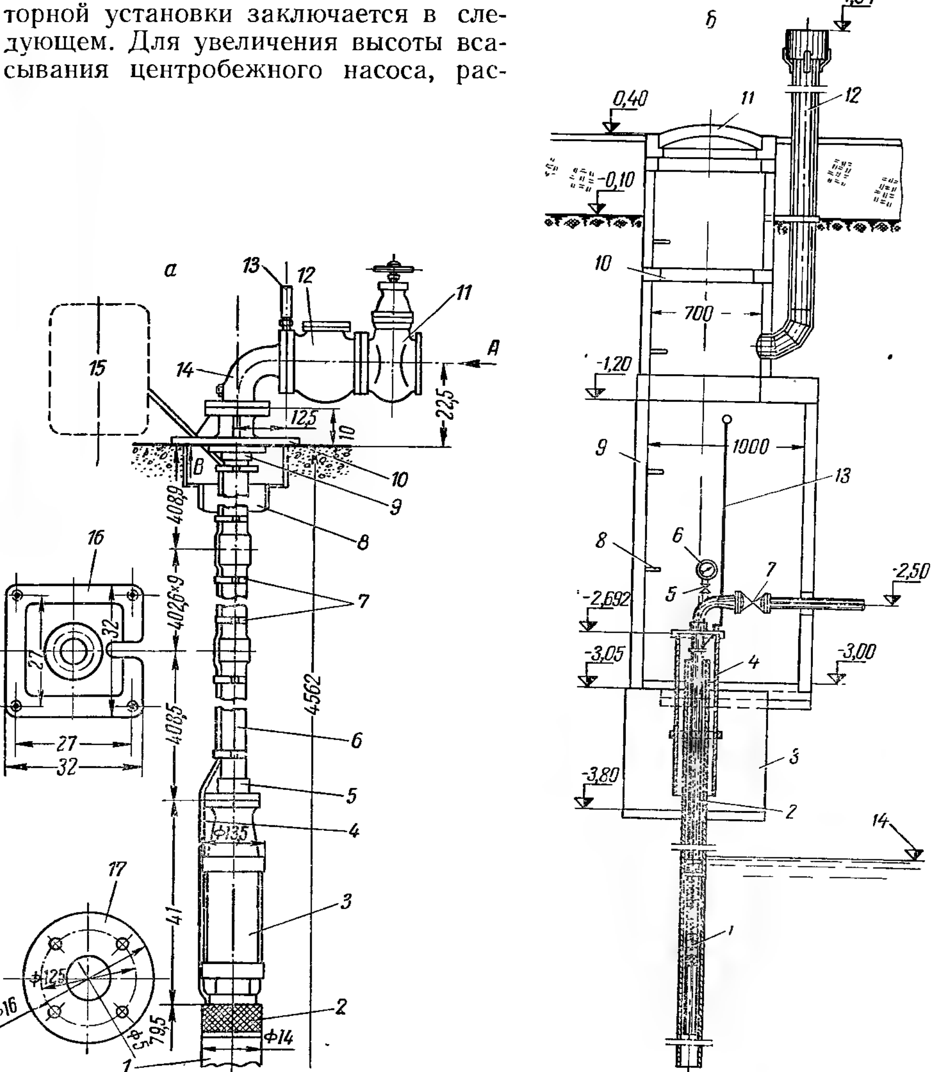
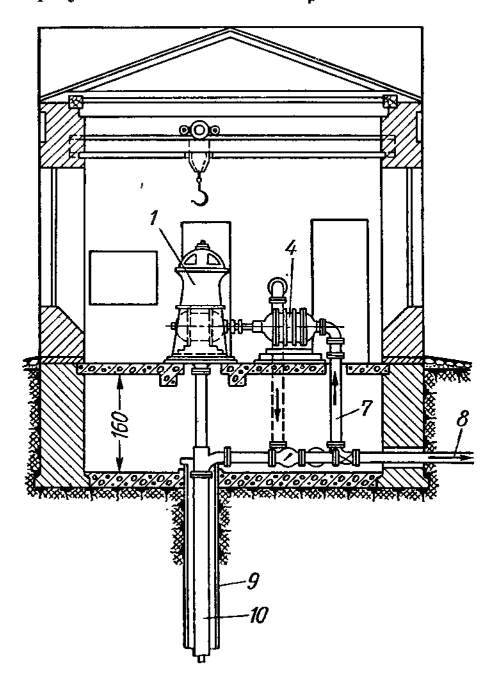


Рис. 230: Установки погружных насосов:

а — насоса 6АП-9×6 с открытым верхним оголовком·
1 — электродвигатель МАПЗ-14; *2* — всасывающая сетка; *3* — погружной шестиступенчатый насос; *4* — кабель питания электродвигателя; *5* — нижний фланец; *6* — водоподъемная труба; *7* — пояса прикрепления питательного кабеля; *8* — обсадная труба ∅ 6″ (150); *9* — верхний фланец; *10* — опорная плита; *11* — задвижка; *12* — обратный клапан; *13* — манометр 100×10; *14* — колено; *15* — станция управления электродвигателем; *16* — опорная плита; *17* — фланец задвижки;
б — насоса ЭЦВ с закрытым верхним оголовком: *1* — насос ЭЦВ с двигателем; *2* — напорная труба; *3* — фундамент (бетон М-100); *4* — оголовок; *5* — трехходовой кран; *6* — манометр; *7* — задвижка; *8* — скобы; *9* — кольца из сборного железобетона (бетон М-150); *10* — гнездо для укладки деревянной крышки; *11* — железобетонная крышка (бетон М-200); *12* — вентиляционная труба (∅ 159 *мм*); *13* — силовой кабель; *14* — динамический уровень.

положенного над скважиной, под динамическим уровнем воды в скважине устанавливается эжектор, который подает воду из скважины до отметки, с которой ее может всасывать центробежный насос. Последний (рис. 232) забирает расход воды $Q_н = Q_р + Q_э$. Часть его $Q_э$ путем регулирования задвижкой нагнетается в водопроводную сеть или водонапорную башню, а $Q_р$ направляется по подводящему трубопроводу к эжектору, который забирает из скважины расход $Q_э$ и подает к центробежному насосу расход $Q_н = Q_р + Q_э$.



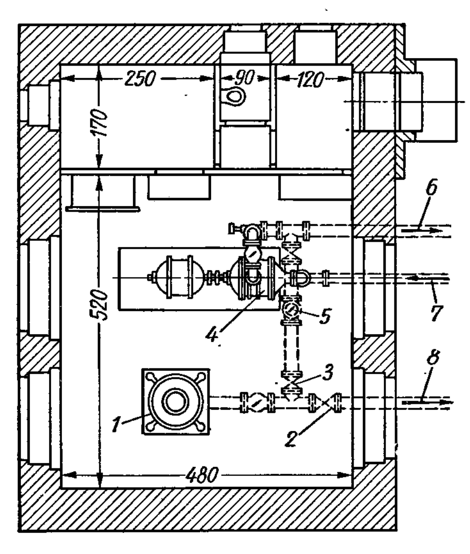


Рис. 231. Комбинированная установка артезианского насоса типа А с центробежным насосом типа МС:

1 — вертикальный электродвигатель; 2 и 3 — задвижки; 4 — противопожарный многосекционный центробежный насос (МС); 5 — водомер; 6 — напорный трубопровод в разводящую сеть или башню; 7 — подводящая труба к насосу МС из подземного резервуара; 8 — напорная труба от артезианского насоса в запасный подземный резервуар; 9 — обсадная труба; 10 — водоподъемная труба.

Существенным недостатком этих установок является низкий к. п. д.

На основании исследований водоструйных насосов, выполненных Всесоюзным теплотехническим институтом, приведем общие расчетные зависимости для насосно-эжекторных установок по схеме рисунка 232, *а*.

Примем следующие обозначения (кроме указанных на рисунке):

$h_р$ — напор рабочей воды ($Q_р$) при поступлении в эжектор;

$h_д$ — напор воды в выходном сечении диффузора над динамическим уровнем;

$u = \frac{Q_э}{Q_р}$ — коэффициент эжекции;

$\eta_э$ — к. п. д. эжектора;

$\eta_н$ — к. п. д. центробежного насоса;

$\eta_{нэу}$ — к. п. д. насосно-эжекторной установки;

H — напор центробежного насоса;

$H_{н.п}$ — напор центробежного насоса у напорного патрубка его, измеренный манометром и приведенный к оси насоса.

На основании изложенного следует отметить:

а) для работы установки должно быть обеспечено условие $H_1 \geqslant H_2 - h_в$;

б) оптимальные условия работы установки будут при $H_1 = H_2 - h_в$;

в) $\eta_э = \frac{h_д Q_э}{h_р Q_р}$, а с учетом что $\frac{Q_э}{Q_р} = u$ и $\frac{h_д}{h_р} = \alpha$, коэффициент $\eta_э = \alpha u$;

г) после соответствующих преобразований можно получить значение к. п. д. установки:

$$\eta_{иэу} = \eta_н \frac{u}{1+u}.$$

Из этого следует, что к. п. д. насосно-эжекторной установки возрастает с увеличением $\eta_н$ и u.

Выполненными расчетами показано, что значения коэффициента эжекции u более 1,2 принимать нецелесообразно.

Давление рабочей воды ($Q_р$) при входе в эжектор

$$h_р = H_{н.п} + H_2 - h_{wр},$$

где $h_{wр}$ — потеря напора в подводящем к эжектору воду трубопроводе.

Существует зависимость

$$H_1 = h_д - H_1 Q_н^2 A,$$

где выражение $H_1 Q_н^2 A$ представляет собой величину потерь напора на длине подъемной трубы ($l = H_1$), а A — удельное сопротивление трубы.

Рис. 232. Схемы насосно-эжекторных установок:

а — для подъема воды из бурового колодца и подачи в сеть или башню; *б* — для откачки осадка из водозаборного колодца; *1* — насос; *2* — динамический уровень воды (в схеме *а*) и минимальный уровень (в схеме *б*); $Q_н$ — расход насоса; $Q_р$ — расход рабочей воды; $Q_э$ — расход, забираемый эжектором.

Известно, что $h_д = \alpha h_р$, тогда после преобразований получим:

$$H_1 = \frac{\alpha h_р}{1 + Q_н^2 A}.$$

С другой стороны, пренебрегая величиной гидравлических сопротивлений во всасывающей части насоса, ввиду малой их относительной величины можно написать:

$$H_2 = H_1 + h_в \text{ и } H_{н.п} = H - h_в.$$

Тогда

$$h_р = H - h_в + H_1 + h_в - h_{wр} = H_{н.р} + H_1 - h_{wр}.$$

Подставив в полученное выражение значение H_1, будем иметь:

$$h_р = H_{н.п} + \frac{\alpha h_р}{1 + Q_н^2 A} - h_{wр},$$

или после преобразования

$$h_р = \frac{(H_{н.п} - h_{wp})(1 + Q_н^2 A)}{Q_и^2 A + 1 - \alpha}.$$

Для упрощения расчета строят графики, что позволяет выбрать наиболее экономичное решение для данных конкретных условий. После окончания монтажа опытным путем уточняется оптимальный режим работы установки, то есть режим совместной работы обоих насосов (водоструйного и центробежного).

На рисунке 232, *б* приводится схема насосно-эжекторной установки, широко применяемой для удаления осадка из водозаборных камер. Питание рабочей водой этой установки может осуществляться от специально установленных насосов, а также от основных насосов насосной станции (при достаточном напоре).

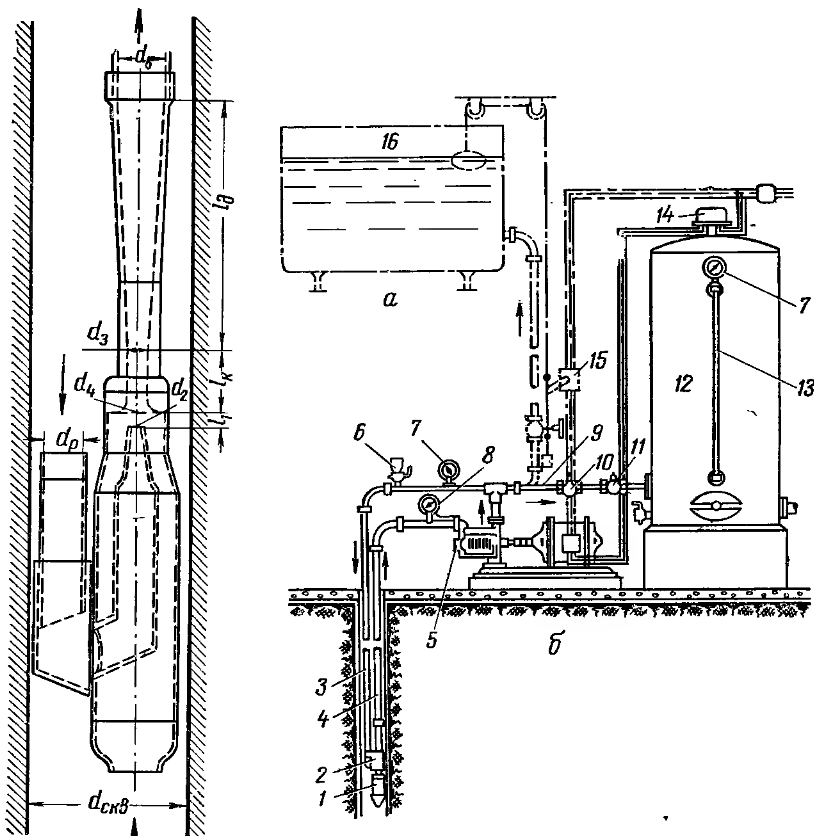


Рис. 233. Эжектор для насосно-эжекторных установок при водозаборе из скважин. Пунктиром показаны внутренние контуры проточной части.

Рис. 234. Схема автоматизированных насосно-эжекторных установок:

а — с напорным баком; *б* — с пневматическим баком; *1* — всасывающий клапан; *2* — эжектор; *3* — трубопровод, подводящий к эжектору рабочую воду; *4* — водоподъемная труба; *5* — центробежный насос; *6* — воронка; *7* — манометр; *8* вакуумметр; *9* — напорный трубопровод; *10* — дроссельный клапан, *11* — обратный клапан; *12* — пневматический бак; *13* — водомерное стекло; *14* — реле давления; *15* — магнитный пускатель; *16* — напорный бак.

На рисунке 233 показан внешний вид эжектора уменьшенных размеров специальной конструкции.

Размеры основных элементов эжектора (рис. 233), по данным ВТИ, можно определить по следующим зависимостям. Выходной диаметр сопла:

$$d_2 = 17{,}2\sqrt{\frac{Q_р}{\sqrt{h_р}}}\ мм,$$

где $Q_р$ в *л/сек*; $h_р$ в *м*.

Диаметр камеры смешения:

$$d_3 = cd_2,$$

где $c = 0{,}85u + 1{,}205$.

Диаметр входного сечения камеры смешения:

$$d_4 = 1{,}6\,(1 + u)\,d_2.$$

Расстояние от конца сопла до входного сечения камеры смешения:

$$l_1 = \frac{0{,}37 + u}{4{,}4e}\,d_2,$$

где $l = 0{,}15—0{,}18$ (по опытным данным).

Длина цилиндрической камеры смешения:

$$l_к = 4d_3.$$

Длина диффузора:

$$l_д = 6 \div 7\,(d_в - d_3),$$

где $d_в$ — диаметр подъемной трубы. На рисунке 234 приводится схема автоматизированной насосно-эжекторной установки.

В настоящее время промышленностью для целей водоснабжения освоен и выпускается ряд водоструйных установок [31].

По конструкции водоструйные установки могут быть:

а) двухтрубные с параллельным расположением труб (рабочей и водоподъемной). Такие установки удобны для подъема воды из шахтных колодцев (рис. 232, 234);

б) двухтрубные с расположением водоподъемной трубы в центре рабочей (подающей рабочую воду);

в) однотрубные, у которых обсадная труба скважины используется для подачи воды к эжектору, а в скважине устанавливается одна водоподъемная труба. Эти установки менее металлоемки и наиболее перспективны.

В водоструйных установках используются обычные серийные центробежные насосы, а в установках с глубиной подъема более 50 *м* — специальные двухпоточные центробежные насосы с промежуточным отбором воды.

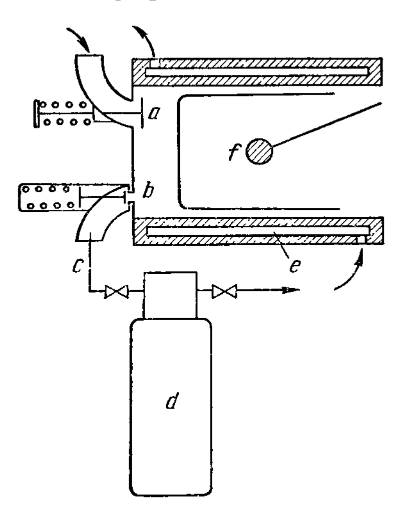


Рис. 235. Схема одноступенчатого компрессора.

До последнего времени в практике подъема воды из скважин широко применяют воздушные водоподъемники — эрлифты. Они поднимают воду до уровня земли, а далее насосы 2-го подъема подают ее в необходимую точку. Как правило, компрессоры устанавливают в одном здании с насосами второго подъема — насосо-компрессорных станциях.

Одним из основных элементов установки с эрлифтом является компрессор. Он представляет собой тепловую машину, работающую по так называемому обратному циклу, при котором на индикаторной диаграмме линия сжатия расположена над линией расширения. При работе компрессора расходуется механическая энергия, превращаемая в теплоту, вследствие чего и повышается давление воздуха. На рисунке 235 изображена схема одноступенчатого компрессора простого действия. При движении поршня f слева направо происходит всасывание воздуха через клапан a в цилиндр компрессора. При обратном движении поршня (справа налево) клапан a закрывается, а засосанный в цилиндр воздух сжимается поршнем. Когда давление воздуха станет равным давлению воздуха в воздухопроводе c, нагнетательный клапан b открывается, и сжатый воздух входит через трубопровод c в резервуар d, из которого

он направляется в сеть. В дальнейшем процесс повторяется. Цилиндр охлаждается водой, поступающей в его рубашку e. При конечных давлениях свыше 6—8 *ат* сжатие воздуха происходит в цилиндре несколько раз, в зависимости от величины конечного давления.

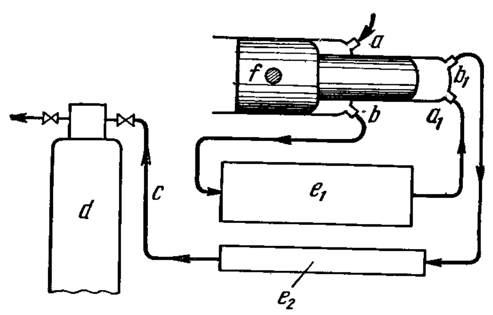


Рис. 236. Схема компрессора со ступенчатым (дифференциальным) плунжером.

На рисунке 236 изображен компрессор со ступенчатым (дифференциальным) поршнем f. Воздух засасывается в первую ступень через клапан a при движении поршня справа налево. В это время во вторую ступень через клапан a_1 поступает воздух из первого холодильника e_1. При обратном ходе поршня (слева направо) из первой ступени происходит нагнетание воздуха через клапан b в первый холодильник, а во второй ступени через клапан b_1 — нагнетание воздуха во второй холодильник e_2 (этого холодильника часто нет, так как воздушные резервуары d обычно устанавливают вне здания компрессорной станции). Из второго холодильника воздух через трубопровод c поступает в резервуар d, а затем в сеть.

В последнее время подобные компрессоры у нас заменяются двухцилиндровыми вертикальными компрессорами.

В первом цилиндре низкого сжатия происходит попеременное всасывание воздуха и сжатие его до определенного давления, а во втором — попеременное всасывание воздуха из промежуточного холодильника и нагнетание через воздушный резервуар в сеть.

Промежуточные холодильники устраивают для повышения экономичности теплового процесса (понижается конечная температура процесса сжатия), а также для подачи холодного воздуха. Одноступенчатый компрессор двойного действия по принципу работы напоминает поршневой насос двойного действия. В цилиндре по одну сторону поршня происходит всасывание, а по другую — нагнетание воздуха. В таких компрессорах промежуточного холодильника нет, а охлаждение происходит, как у компрессора, показанного на рисунке 235.

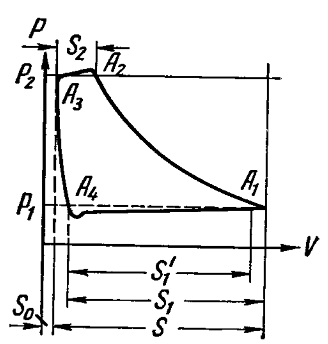


Рис. 237. Индикаторная диаграмма компрессора: A_4A_1 — всасывание воздуха; A_1A_2 — сжатие воздуха; A_2A_3 — выпуск воздуха из компрессора; A_3A_4 — расширение оставшегося во вредном пространстве воздуха.

Быстроходные вертикальные одноступенчатые компрессоры представляют собой сдвоенные компрессоры одинарного действия.

На рисунке 237 представлена индикаторная диаграмма компрессора.

Объем воздуха, засасываемого компрессором при атмосферном давлении в минуту, определяется по формуле:

$$V_к = \lambda_0 iFSn, \tag{153}$$

где λ_0 — объемный к. п. д. компрессора;
i — число действий;
F — площадь поршня;
S — ход поршня;
n — число двойных ходов поршня в минуту.

Объемный к. п. д., определяемый по формуле:

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S}, \tag{154}$$

что следует из рисунка 237.

Если обозначить $\varepsilon_0 = \frac{S_0}{S}$, где S_0 — вредное пространство (ε_0 = от 0,03 до 0,05, в зависимости от конструкции), то:

$$\lambda_0 = \frac{S_1}{S} = 1 - \varepsilon_0 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right], \tag{155}$$

где p_2 — конечное давление;
p_1 — начальное давление;
m — показатель кривой сжатия A_1A_2; обычно m показатель политропы, изменяется в пределах 1,3—1,4.

Компрессор, как и поршневой насос, при изменении оборотов изменяет производительность:

$$\frac{V'_к}{V_к} = \frac{\lambda'_0}{\lambda_0} \quad \frac{n'}{n}. \tag{156}$$

Если при изменении оборотов давление остается постоянным, то:

$$\frac{V'_к}{V_к} = \frac{n'}{n}. \tag{157}$$

Обороты можно изменять в сторону уменьшения, но не увеличения.

При изменении давления у компрессора, если $n' = n$, следует учитывать и изменение производительности, согласно уравнению:

$$\frac{V'_к}{V_к} = \frac{\lambda'_0}{\lambda_0}. \tag{158}$$

Наименьшая работа, затрачиваемая компрессором на сжатие воздуха, будет наблюдаться при изотермическом процессе сжатия, который является идеальным процессом для компрессора, так как в этом случае не происходит нагревания воздуха. Ввиду этого вводят изотермический коэффициент полезного действия компрессора η_{is}. Он показывает отклонение действительного процесса сжатия воздуха в компрессоре от идеального изотермического:

$$\eta_{is} = \frac{N_{is}}{N_i}, \tag{159}$$

где N_{is} — изотермическая, а N_i — индикаторная мощность компрессора.

Индикаторная мощность определяется по формуле:

$$N_i = \frac{iFSnp_i}{60 \cdot 75} \text{ л. с.}, \tag{160}$$

где i — число действий компрессора;
p_i — среднее индикаторное давление.

Механический коэффициент полезного действия $\eta_{мех}$ характеризует механические потери в компрессоре и выражается следующим уравнением:

$$\eta_{мех} = \frac{N_i}{N}, \tag{161}$$

где N — мощность, потребляемая компрессором (на валу).

Обычно в хороших машинах $\eta_{мех} = 0,8 \div 0,9$. Следовательно, к. п. д. компрессора:

$$\eta_к = \eta_{is} \cdot \eta_{мех} = \frac{N_{is}}{N_i} \cdot \frac{N_i}{N}. \qquad (162)$$

Коэффициент полезного действия компрессора $\eta_к$ обычно бывает равен примерно 0,6—0,7.

Для предварительного определения мощности компрессора можно пользоваться графиком удельной мощности (мощности, затрачиваемой компрессором на сжатие 1 $м^3$ воздуха в час), изображенным на рисунке 238. В этом случае мощность одноступенчатого компрессора можно определить по формуле:

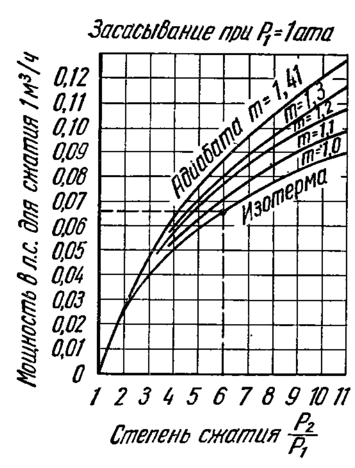


Рис. 238. График удельной мощности компрессора.

$$N = aN_{уд} \cdot V_{к.час}. \qquad (163)$$

Величина a включает поправку на механический и объемный коэффициенты полезного действия компрессора ($\eta_{об} > \lambda_0$). Объемный к. п. д. $\eta_{об}$ дополнительно учитывает потери при всасывании и нагнетании; в среднем можно принимать $a = 1,4$.

Показатель политропы m следует принимать $m = 1,3$. При двухступенчатом сжатии воздуха потребную мощность компрессора можно определить по формуле:

$$N = 1.4 \cdot N_{уд.is} \cdot V_{к.час}, \qquad (164)$$

где $N_{уд.is}$ — берется из графика (рис. 238), что соответствует случаю изотермического сжатия воздуха.

Пример. $V_{к.час} = 156$ *м³/час*, конечное давление компрессора 4,6 *ати*, или 5,6 *ата*. Компрессор одноступенчатый. Степень сжатия $\frac{P_2}{P_1} = \frac{5,6}{1} = 5,6$.

При показателе политропы $m = 1,3$ находим по графику (рис. 238) $N_{уд} = 0,078$ *л. с./м³/час*. Если принять $a = 1,4$, то $N = 1,4 \cdot 0,078 \cdot 156 = 17$ *л. с.* Мощность двигателя для компресора выбирают, исходя из условия, что $N_{дв} = 1,2$, $N_к = 1,2 \times 17 = 20$ *л. с.*

Для составления проекта эрлифта необходимо иметь геологические и гидрогеологические материалы местности и данные по пробным откачкам из скважины.

При работе эрлифта, пользуясь приведенными ниже формулами, определяют следующие величины:

1) удельный расход воздуха

$$q = \frac{h_г}{23\eta_{эрл} \lg\left(\frac{h_1 + 10}{10}\right)};$$

2) расход воздуха $V_1 = \frac{Qq}{60}$ $м^3/мин$, если Q в $м^3/час$;

3) пусковое давление компрессора

$$P_{пуск} = 0,1\left[(h_1)_{ст} + \Delta h\right] ати;$$

4) производительность компрессора

$$v_к \cong 1,2V_1;$$

5) рабочее давление компрессора

$$p_2 = p_{раб} = 0,1\,(h_1 + \Delta h)\, ати.$$

После этого выбирают компрессор и двигатель, а далее составляют проект компрессорной станции и устройств скважины;

Остается довольно неопределенным вопрос о выборе процента погружения труб или коэффициента погружения k. Чтобы решить его, составляют варианты для различного случая погружения труб и на основании их сравнения принимают окончательное решение. Фактором, который окончательно определяет выбор варианта, служит к. п. д. всей установки:

$$\eta_{\text{эрл.уст}} = \frac{\gamma Q h_{\text{г}}}{102 N_0} = \frac{9{,}81 Q h_{\text{г}}}{N_0}, \qquad (165)$$

где N_0 — энергия, подводимая к двигателю компрессора, *л. с.*

С другой стороны,

$$\eta_{\text{эрл.уст}} = \eta_{\text{эрл}} \cdot \eta_{\text{возд}} \eta_{\text{к}} \eta_{\text{пер}} \eta_{\text{дв}}, \qquad (166)$$

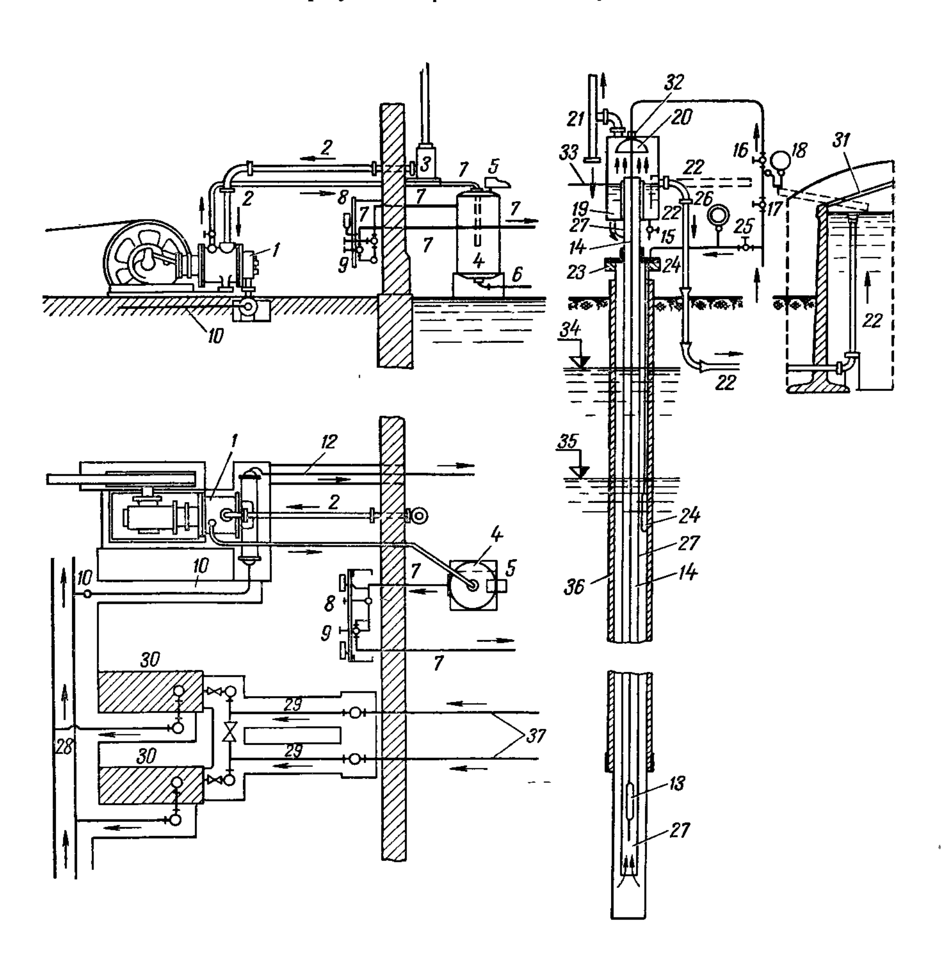


Рис. 239. Схема эрлифта и насосно-компрессорной станции:

1 — компрессор; *2* — воздушные всасывающне трубы (скорость воздуха в них от 3 до 9 *м/сек*); *3* — фильтр для воздуха; *4* — ресивер (воздушный резервуар); *5* — предохранительный клапан; *6* — кран для спуска масла и воды; *7* — воздухопроводы; *8* — щит управления; *9*—пусковой вентиль; *10, 11* — труба, подводящая напорную воду для охлаждения компрессора и холоднльник; *12* — труба отвода отработавшей воды из компрессора; *13* — башмак (форсунка); *14* — воздушная труба (центральное расположение); *15* — кран для спуска воды из приемного бака; *16* — запорный краи для воздуха; *17* — регулирующий кран; *18* — манометр; *19* — приемный бак; *20* — отражатель; *21*—труба для отработавшего воздуха; *22* — водоотводная труба; *23* — опорный фланец; *24* — пневматический указатель уровня воды в скважине; *25* — кран пневматического указателя уровня; *26* — манометр; *27* — водоподъемные трубы; *28* — напорные трубы, подающие воду в сеть; *29* — всасывающне трубы насосов из подземного резервуара; *30* — насосы второго подъема; *31* — подземный резервуар; *32* — опорный фланец воздушной трубы; *33* — уровень излнва; *34* и *35* - статический и днвамнческий уровни воды; *36* — обсадная труба; *37* — всасывающие трубы к насосам из резервуара.

где $\eta_{возд}$ — к. п. д. воздухопровода от компрессора до башмака;

$\eta_к$ — к. п. д. компрессора;

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи от двигателя к компрессору;

$\eta_{дв}$ — к. п. д. двигателя (обычно электродвигателя).

Из формулы (166) можно видеть, что на общий коэффициент полезного действия влияет не только $\eta_{эрл}$, но и $\eta_{дв}$, $\eta_к$ и пр.

Коэффициент полезного действия установки $\eta_{эрл.уст}$ обычно невелик и колеблется в пределах 0,15—0,3. На рисунке 239 приведена схема эрлифта и насосно-компрессорной станции. Диаметр воздушных труб определяют из условия, что скорость воздуха в них равна от 3 до 9 *м/сек*.

Объем воздушного резервуара (ресивера) определяется для компрессоров производительностью $V_к < 30$ *м³/мин* по формуле

$$V_{рез} = 2\sqrt{V_к},$$

где $V_к$ — в *м³/мин*.

При устройстве нескольких скважин сжатый воздух можно подавать из одной компрессорной станции, которая в этом случае будет групповой, объединенной с насосной станцией II подъема.

К недостаткам эрлифта следует отнести: 1) малый к. п. д. (в среднем 0,25) по сравнению с другими насосами, например поршневым и центробежным; 2) необходимость установки подземного резервуара и насосов II подъема при расположении скважины не на месте потребления воды; 3) необходимость дополнительного заглубления скважины по сравнению с глубиной скважины при применении поршневых или центробежных насосов.

К достоинствам эрлифта относятся: 1) простота устройства; 2) отсутствие движущихся частей в скважине; 3) возможность добывания воды с большой глубины; 4) легкое осуществление подъема воды из нескольких скважин (это значительное преимущество перед устройством громоздкого и тяжелого механического группового привода); 5) бесперебойность водоснабжения; в качестве резерва достаточно установить дополнительный компрессор, тогда как при поршневых насосах необходима резервная скважина и насос; 6) возможность работы при искривлении скважины; 7) возможность эксплуатации скважины, содержащей воду с песком; 8) большие удобства при периодическом или временном водоснабжении в случае применения передвижных компрессорных установок.

Глава девятая. ОРОСИТЕЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ С ВОДОЗАБОРОМ ИЗ ОТКРЫТЫХ ВОДОИСТОЧНИКОВ

§ 1. МАТЕРИАЛЫ, НЕОБХОДИМЫЕ ДЛЯ СОСТАВЛЕНИЯ ПРОЕКТА, И ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Согласно утвержденным положениям о проектно-изыскательских работах установлены три стадии проектирования: проектное задание, технический проект и рабочие чертежи.

Для сложных и ответственных сооружений прорабатываются все три стадии, причем последующая стадия разрабатывается после утверждения предыдущей. Для менее сложных сооружений применяется двухстадийное проектирование (проектное задание и рабочие чертежи), а для мелких сооружений, особенно при наличии типовых проектов, часто ограничиваются одной стадией — привязкой типового проекта к местным условиям. При проектировании для правильного выбора расчетных норм необходимо учитывать класс сооружения, который для мелиоративных насосных станций определяется в соответствии с таблицей № I СНиП II-И.3-62 (Сооружения мелиоративных систем. Нормы проектирования), а для насосных станций водоснабжения — по СНиП II-Г.3-62 (Водоснабжение. Нормы проектирования). Проект составляют на основании технического задания на проектирование и изыскательских материалов, освещающих с необходимой подробностью естественноисторические и другие условия места расположения сооружений гидротехнического узла машинного водоподъема.

Техническое задание для составления проекта насосной станции должно содержать следующие основные материалы:

1) график водоподачи (изменение производительности станции во времени) для нормальных условий ее работы. При этом должны быть указаны: величина коэффициента необходимой форсировки подачи, а также допустимость и длительность периода перерыва водоподачи или частичного ее снижения;

2) наименование водоисточника и его характеристика;

3) материалы изысканий по естественноисторическим и местным условиям места сооружения насосной станции;

4) данные по отводящему (машинному) каналу — поперечное сечение, уровни воды, уклоны, скорости, крепление откосов и дна и др.

Насосная станция с прилегающими к ней сооружениями является головным сооружением магистрального оросительного канала. Ввиду этого изыскания и исследования для разработки проектного задания и технического проекта насосной станции составляют лишь некоторую часть общих изысканий и исследований при разработке проектов орошения земель.

Топографические материалы для проектного задания при водозаборе из реки: план долины реки с горизонталями в масштабе 1 : 25 000—1 : 50 000 и продольный профиль реки. Для равнинной части реки при масштабе 1 : 25 000 горизонтали проводят через 2 *м*, а при масштабе 1 : 50 000 — через 5 *м*. В горной местности горизонтали нано-

сят через 5—10 *м* — для масштаба 1 : 25 000 и через 20—40 *м* — для масштаба 1 : 50 000.

План места, где проектируются водозаборное сооружение, насосная станция, напорные трубопроводы, головная часть магистрального канала, представляется в масштабе от 1 : 5000 до 1 : 2000; с горизонталями — соответственно через 1—0,5 *м*, в зависимости от масштаба.

Гидрометрические изыскания проводят для того, чтобы выяснить характер питания реки и получить данные, характеризующие жидкий и твердый сток. В результате изысканий составляют: графики колебаний горизонтов, расходов жидкого и твердого стока источника водоснабжения для различных периодов наблюдений; характеристику источника водоснабжения (живые сечения в местах водозабора, устойчивость и изменяемость русла).

Геологические изыскания дают план геологической и гидрогеологической маршрутной съемки реки примерно в масштабе 1 : 100 000. В местах намечаемых сооружений необходимо иметь материалы разведочного бурения или шурфов с данными по откачке воды и фильтрационным свойствам грунтов, сведения о химическом составе грунтовых вод и о физико-механических свойствах грунта.

Необходимо иметь данные по сейсмологической характеристике района.

Для составления проектного задания надо также иметь сведения о местных строительных материалах (местоположение, количество, качество), о энергообеспеченности района и планах развития энергоснабжения, о наличии и развитии предприятий стройиндустрии, о наличии транспорта, жилья, строительно-монтажных организаций и др.

Все материалы изысканий должны быть представлены в виде пояснительной записки, карт, планшетов, планов, разрезов и пр. При расположении насосной станции на канале материалы изысканий в основном те же, что и для береговой (речной) насосной станции; только данные по гидрологии источника водоснабжения реки должны быть заменены данными по режиму канала — источника водоснабжения. При заборе воды из водохранилища материалы для проекта обычно те же, что и в предыдущих случаях; добавляются лишь соответствующие данные по водохранилищу и плотине.

Когда есть перечисленные материалы, приступают к составлению проекта. Проектирование следует вести, соблюдая не только специальные нормы (по расчету конструкций, размещению оборудования, гидравлическим и гидротехническим расчетам и др.), но и единую модульную систему (ЕМС) СН и П для промышленных сооружений.

Следует максимально применять типовые проекты насосных станций и отдельных элементов конструкций и узлов, а также опыт проектирования, строительства, эксплуатации и результаты исследований.

При проектировании необходимо: 1) выбрать схему гидроузла машинного водоподъема (см. главу VI) для оросительных систем; 2) выбрать количество и тип насосов; 3) по режиму водоисточника и выбранному типу насоса (см. главу VII) установить конструктивный тип здания насосной станции; 4) выбрать вид энергии и двигатели для насосов; 5) запроектировать водозаборное устройство; 6) составить проект устройств, подводящих воду к зданию насосной станции; 7) составить проект расположения гидромеханического и энергетического оборудования насосной станции; 8) составить строительный проект здания насосной станции и примыкающих к нему сооружений; 9) составить проект напорного трубопровода; 10) запроектировать водовыпуск и соединение его с машинным каналом; 11) составить проект

производства работ и монтажа оборудования; 12) составить смету на строительно-монтажные работы; 13) составить паспорт насосной станции и определить технико-экономические показатели.

На стадии проектного задания обычно разрабатывают генеральный план гидроузла, на который наносят: насосную станцию и все сооружения узла в масштабе 1 : 2000—1 : 5000; общие виды насосной станции (в плане и разрезах), где показывают главные насосы и двигатели; вспомогательное оборудование, главные трубопроводы, в масштабе 1 : 100—1 : 200, водозаборные устройства и устройства, подводящие воду к станции, напорные трубопроводы, водовыпускные устройства.

Если в проектном задании рассматривается несколько вариантов проекта насосной станции и сооружений, то упомянутые чертежи составляют для каждого варианта. При этом план местности может быть один, но на нем должны быть показаны различные варианты в условных обозначениях.

Пояснительная записка должна содержать технико-экономические обоснования выбора оборудования, конструкции насосной станции и отдельных элементов гидроузла. Состав пояснительной записки примерно таков: а) назначение станции, описание конструкций и обоснование выбора общей компоновки узла и места его расположения; б) проектные материалы предварительных изысканий; в) нормы, принятые при проектировании; г) выбор вида энергии; д) выбор типа насосов и двигателей, числа агрегатов; е) выбор типа и конструкции насосной станции; ж) выбор гидромеханического, энергетического и вспомогательного оборудования насосной станции; з) выбор материала стенок, числа напорных трубопроводов и конструкции их опор, определение экономического диаметра трубопровода; и) выбор и обоснование конструкций элементов сооружений и гидроузла (водозаборные сооружения, устройства, подводящие воду к насосной станции, водовыпускные сооружения); к) технико-экономическое обоснование места расположения насосной станции; л) проверка устойчивости сооружений и насосной станции, гидротехнический расчет; м) гидравлические расчеты и определение полного напора насоса; н) спецификация оборудования; о) технико-экономические показатели: капиталовложения на 1 *квт* установленной мощности насосной станции и на 1 *га* орошаемой площади, эксплуатационные расходы (определение себестоимости 1 $м^3$ поднятой воды и орошения 1 *га* земли); п) производство работ и сроки их выполнения, смета по укрупненным измерителям; р) программы изысканий, исследований; план и смета на разработку технического проекта.

Если есть утвержденные типовые проекты (для небольших насосных станций), составление проектного задания значительно упрощается. В этом случае оно заключается в выборе и обосновании принятых в проектном задании различных вариантов насосной станции и сооружений узла по типовым проектам.

Технический проект состоит из тех же частей, что и проектное задание, но более подробно разработанных для принятого варианта строительства по ранее утвержденному проектному заданию с соответствующим уточнением исследовательско-изыскательских материалов.

Далее составляются рабочие чертежи, по которым ведется строительство сооружений и монтаж оборудования. В рабочих чертежах обязательно дают привязку сооружений к опорным пунктам на местности, чтобы обеспечить правильный вынос в натуру сооружений при строительстве.

Вопросы технико-экономических расчетов и показателей по насосным станциям рассмотрены в главе XII.

§ 2. РАСЧЕТНЫЙ НАПОР НАСОСА

Расчетным напором насоса принято называть средний напор, определяемый из условия равенства работы, затрачиваемой на подъем воды при этом напоре, и работы, необходимой для подъема воды при переменных условиях:

$$\gamma H_{ср} \Sigma (Qt) = \gamma \Sigma (QHt),$$

откуда:

$$H_{ср} = \frac{\Sigma (QHt)}{\Sigma (Qt)} \ м. \qquad (167)$$

Этот способ определения среднего напора, отвечающий условию средней удельной работы насосной станции, следует считать наиболее правильным.

Иногда напор насоса определяют как средний напор из графика $H=f(t)$:

$$H_{ср} = \frac{\Sigma (Ht)}{\Sigma t} \ м. \qquad (168)$$

При малых значениях величин гидравлических сопротивлений ($h_т < 0{,}1\, H_{ср}$) вычисляют $H_{г.ср}$, а затем определяют

$$H_{ср} = H_{г.ср} + h_т \ м. \qquad (169)$$

Величину $H_{г.ср}$ определяют по формуле 167, а при малом колебании уровней воды в водоисточнике (до 2 *м*) как среднюю величину:

$$H_{г.ср} = \frac{H_{г.макс} + H_{г.мин}}{2} \ м. \qquad (170)$$

Для определения величины $H_{ср}$ пользуются графиками колебания уровней воды среднего (по обеспеченности) года в водоисточнике и в машинном канале, разность отметок которых, по соответственным периодам, представляет собой $H_г$.

Кроме $H_{ср}$, необходимо знать:

а) соответствующие среднему году $H_{мин} < H_{ср}$ и $H_{макс} > H_{ср}$;

б) соответствующие маловодному году с нормативной (для класса данного сооружения) обеспеченностью, а также многоводному году $H_{макс}$, $H_{ср}$, $H_{мин}$.

Величина $H_{ср}$ необходима для установления среднего эксплуатационного режима и предварительного выбора насоса; $H_{макс}$ и $H_{мин}$ нужны для установления соответствия технической характеристики выбранного насосного агрегата граничным условиям работы — достаточность мощности двигателя, сохранение экономического к. п. д. и кавитационной устойчивости.

Для удобства выбора расчетного напора и проверки режима агрегатов, а также для всех дальнейших расчетов (водно-энергетического и др.) строят совмещенный график водоподачи, на который наносят уровни воды верхнего и нижнего бьефов.

§ 3. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Количество агрегатов должно обеспечивать полное покрытие графика водоподачи и наиболее эффективную работу насосных установок, то есть минимумом стоимости 1 $м^3$ или 1 *тм* поднимаемой воды.

При выборе числа агрегатов для насосных станций малой и средней производительности в первую очередь необходимо ориентироваться на

стандартные насосы, освоенные промышленностью. При определении числа насосов иногда перестраивают график водоподачи, располагая расходы по убывающим ступеням (рис. 240), что не обязательно, и вводя обозначения x_1, x_2, x_3, представляющие собой отношение расходов Q_1, Q_2, Q_3 к наименьшему q (рис. 240).

Пусть $Q_1 = x_1 q$, $Q_2 = x_2 q$, $Q_3 = x_3 q$, где Q — секундные расходы. При $x_1 = 3$ и $x_2 = 2$ можно принять три одинаковых насоса производительностью q каждый. При этом достигается полное покрытие графика. При $x_1 = 2$, $x_2 = 1{,}5$, выбирая два насоса производительностью q, получаем полную обеспеченность водой оросительной системы в периоды t_1 и t_3. В период t_2 работа насосной станции возможна при двух различных насосах производительностью q и $\frac{q}{2}$ или при двух одинаковых насосах производительностью каждый q при условии, что один из насосов работает половину времени t_2. Это возможно в двух случаях: а) при устройстве водохранилища в головной части магистрального канала, б) при использовании запасной емкости магистрального канала.

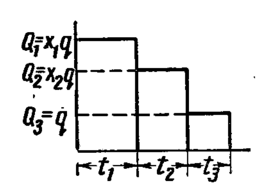


Рис. 240. График водоподачи оросительной насосной станции, перестроенный по убывающим ступеням расходов подачи.

Решить вопрос о том, принимать ли два одинаковых рабочих агрегата производительностью q каждый или три, из которых два имеют одинаковую производительность q, а третий $\frac{q}{2}$, можно только на основании технико-экономических сравнений этих вариантов. В практике для упрощения эксплуатации насосной станции стремятся принять одинаковые насосы равной производительности, так как это обеспечивает легкую взаимозаменяемость агрегатов и их деталей, упрощает их обслуживание и ремонт. Учитывая необходимость форсировки расхода (обычно до 15%) и возможность выхода из строя одного из рабочих агрегатов, устанавливают резервный агрегат, имеющий производительность рабочего.

Иногда при выборе числа насосных агрегатов за расчетный расход станции принимают максимальный форсированный расход из графика водоподачи. В этом случае $Q_{н} = \frac{Q^{ф}_{макс.нс}}{a}$, где a — число агрегатов одинаковой производительности. Такое решение, когда нет резервного агрегата, принимают в том случае, если условия сельского хозяйства допускают временное уменьшение подачи воды насосной станцией.

Недостаток этого способа определения производительности агрегатов состоит в том, что станция все время подает форсированный расход.

Для подачи форсированного расхода в некоторых случаях ставят один резервный агрегат меньшей производительности, чем остальные агрегаты.

Если $x_1 = x_2$, то на насосной станции рациональнее установить два одинаковых агрегата производительностью $\frac{q}{2}$ каждый. При отсутствии резерва это дает возможность в случае аварии одного из агрегатов давать, хотя бы некоторый период, уменьшенную подачу воды в оросительную систему. При одном же насосе производительностью q в случае его аварии полностью прекращается водоподача.

Из приведенного следует, что график водоподачи должен быть равноступенчатым, чтобы по нему было легче подобрать насосы по возможности одинаковой производительности.

Варианты равноступенчатых графиков водоподачи с различным количеством ступеней (за счет допустимых изменений сроков поливов и

др.) часто разрабатывают при технико-экономическом обосновании числа агрегатов.

При каскадном (зональном) расположении насосных станций колебание уровней воды у станции первого подъема и отбор (частичный) воды у зональных (верхних) станций осложняют выбор типа, числа и производительности агрегатов и затрудняют увязку совместной работы станций.

Решение этой задачи не встречает особых затруднений при установке насосов марки ОП, позволяющих регулировать их работу поворотом лопастей рабочего колеса.

При установке центробежных насосов эта задача может быть решена одним из следующих путей:

а) расчетом совместной работы насосов и каналов путем аккумулирования расходов в каналах и искусственных бассейнах;

б) регулированием работы насосов (см. гл. VII);

в) установкой более мелких насосов («довесков»).

В насосных станциях крупной и средней производительности выбор числа насосных агрегатов усложняется, особенно при использовании нестандартных или не освоенных промышленностью насосов, что связано иногда с затратами на их освоение и отдалением сроков поставки. Но это не должно являться препятствием к внедрению нового, более эффективного оборудования.

Число и производительность насосов выбирают на основании разработки и сравнения ряда вариантов. При выборе наивыгоднейшего варианта определяющим критерием могут служить минимум издержек и капитальных затрат, срок окупаемости. Немаловажную роль играет и техническое совершенство насосного агрегата: надежность в эксплуатации, высокий к. п. д., простота конструкции — меньшая стоимость агрегата и здания станции и прилегающих сооружений, маневренность регулирования режима работы сети.

Для обоснования числа агрегатов технико-экономическими расчетами по каждому варианту определяют: 1) вес гидромеханического и энергетического оборудования и металлоконструкций; 2) объем основных строительных работ (земляных, бетонных и железобетонных, каменных). Иногда при сравнении вариантов одинаковые сооружения (например, трубопроводы, водовыпуски) исключают; 3) капитальные затраты; 4) ежегодные эксплуатационные расходы и удельные показатели.

При выборе электродвигателя следует заметить, что с уменьшением производительности насосов, при одном и том же n_s и H для насосов, число оборотов двигателя, соединенного непосредственно с насосом, возрастает пропорционально $\sqrt{a}$, где a — число агрегатов. Мощность двигателя будет изменяться обратно пропорционально числу агрегатов и будет равна $\frac{N_{\text{макс}}}{a}$.

Для электродвигателей определенной серии и напряжения с увеличением числа агрегатов общий вес их и стоимость имеют тенденцию к повышению. Однако при изменении напряжения двигателя или при переходе к другому типу установленная зависимость может нарушаться.

Приведем в качестве примера изменение капиталовложений и эксплуатационных расходов при установке одного, двух, трех и четырех агрегатов пропеллерных насосов типа О; $Q_{\text{н.ст}}=6$ *м³/сек*, $H=8{,}5$ *м*. Тип здания насосной станции «блочный». Электродвигатель принят при одном, двух и трех агрегатах — синхронный, с напряжением 3 *кв*, а при четырех агрегатах — асинхронный с напряжением 220/380 *в*, вследствие чего пусковая аппаратура получила значительное упрощение. В табли-

це 16 показано изменение отношения капиталовложений $\frac{K_a}{K_{a=1}}$ и эксплуатационных расходов $\frac{C_a}{C_{a=1}}$ в зависимости от числа агрегатов. Напорные трубопроводы и бассейн в расчет не вводились.

Таблица 16

a	$\frac{K_a}{K_{a=1}}$	$\frac{C_a}{C_{a=1}}$
1	1,000	1,000
2	1,000	1,060
3	1,118	1,205
4	1,120	1,160

Полученные результаты показывают, что наиболее выгодна (по минимуму капиталовложений и эксплуатационных расходов) насосная станция с одним агрегатом.

Вариант с двумя насосными агрегатами может быть принят в качестве основного, так как и при эксплуатации преимущества будут на его стороне.

Значительные колебания уровней воды в водоисточнике и водоприемнике, вызывающие изменение напора насосного агрегата, следует учитывать при выборе типа его, производительности и установлении отметки оси рабочего колеса. Эти условия могут вызвать также установку резервных агрегатов для покрытия графика водоподачи при максимальных напорах. Установка резервных агрегатов обосновывается расчетами.

В станциях малой производительности с сезонной работой (4—6 месяцев в году) при максимальной подаче в течение 1—1½ месяцев резервный агрегат можно не устанавливать, а при особой необходимости иметь его на складе. В этом случае производительность агрегатов определяют по форсированной подаче станции.

В насосных станциях средней и большой производительности с сезонной работой (4—6 месяцев в году), оборудуемых насосами марки ОП, при продолжительности максимальной подачи (1—1½ месяца) резервных насосов можно не устанавливать, а подачу форсированного расхода обеспечивать путем поворота лопастей рабочего колеса. При этом поворотнолопастными могут быть не все агрегаты, а только часть их (по расчету). В тех же станциях, но оборудованных центробежными насосами, при числе агрегатов 3—4 и более устанавливают один резервный агрегат той же производительности, который подает форсированный расход. По условиям регулирования режима сети целесообразно рассматривать вариант с установкой двух насосов меньшей производительности вместо резервного агрегата.

При выборе числа агрегатов в необходимых случаях следует выяснить возможность и рентабельность регулирования числа оборотов у центробежных насосов при помощи гидромуфт, электромагнитных муфт или установки электродвигателей со ступенчатым регулированием оборотов.

§ 4. ВОДОЗАБОРНЫЕ УСТРОЙСТВА И СООРУЖЕНИЯ

Общие положения. Водозаборное устройство — это гидротехническое сооружение в голове гидротехнического узла машинного водоподъема, через которое вода поступает из водоисточника в узел сооружений

насосной станции. Оно должно обеспечивать забор воды из водоисточника в соответствии с графиком потребления и не допускать попадания в узел сооружений станции насосов (донных и взвешенных), плавающего мусора, льда и шуги. Кроме того, оно должно давать возможность полностью или частично отключать узел сооружений станции во время ремонта, очистки или аварии. При устройстве водозабора нужно учитывать комплексное использование водоисточника (судоходство, лесосплав и др.).

В зависимости от назначения насосной станции различают следующие типы водозаборных устройств:

а) для оросительной насосной станции;

б) для осушительной насосной станции; эти водозаборные устройства часто имеют самотечные сбросы, позволяющие при высоких горизонтах воды в водоприемнике осуществлять самотечный сброс воды, минуя насосы;

в) для хозяйственно-питьевого или энергетического водоснабжения; в этих водозаборах, кроме грубых решеток, устанавливают мелкие сетки (плоские — съемные или механические — вращающиеся) и устройства для их промывки.

Различают водозаборные устройства для забора воды из канала, реки, водохранилища или озера.

По соединению с насосной станцией бывают водозаборные устройства совмещенного и раздельного типа. В первом случае здания водозаборных устройств и насосной станции объединены в одно целое, во втором случае они расположены раздельно и соединены водоподводящим сооружением.

По расположению в отношении водоисточника водозаборные устройства бывают *русловые*, располагаемые в русле реки или в удалении от берега (в водохранилище), *береговые*, располагаемые на берегу или врезанные в берег.

Речные береговые сооружения в тяжелых условиях работы (большое количество наносов и сильное шугообразование) выполняют в виде ковшей. Такие водозаборные устройства называются *ковшовыми*.

В определенных условиях применяют водозаборные устройства *инфильтрационного* типа, недостаток которых состоит в относительно быстром их заилении и снижении производительности.

По отношению к уровню воды в водоисточнике водозаборы бывают *затопленные*, верх которых всегда находится ниже уровня воды в водоисточнике, *временно затопляемые* во время высоких (паводочных) горизонтов воды и *незатопляемые*.

По конструкции различают *стационарные*, *плавучие* и *передвижные* водозаборные устройства; в зависимости от продолжительности срока службы — *постоянные* и *временные* (для водоотлива или водоснабжения при производстве работ и др.); в зависимости от продолжительности периода работы в году — *с круглогодовой работой* и *сезонные*.

Водозаборное устройство — ответственный элемент узла сооружений насосной станции, особенно при водозаборе из рек. Схему, конструкцию и место расположения отдельных деталей и оборудования водозаборных устройств выбирают, сравнивая технико-экономические показатели для ряда вариантов с учетом естественноисторических условий (гидрология, гидрогеология, топография, климат), характера водоисточника и перспектив его дальнейшего комплексного использования, назначения и класса сооружения, а также опыта эксплуатации имеющихся в данном районе подобных сооружений. Если нет опытных материалов для строительства ответственного сооружения большой производительности (I и II классы сооружения), то при сложном режиме

водоисточника проводят лабораторные исследования и разрабатывают основные положения проектирования.

Совмещение водозаборного устройства с насосной станцией удобно в эксплуатации, но не всегда позволяет решить экономично строительную часть сооружений. Например, при русловом и береговом вариантах совмещенное решение при вертикальном оборудовании и монолитном бетоне, особенно при дорогих искусственных основаниях (кессон, опускной колодец и др.), может быть наиболее экономичным. Для станций на каналах, имеющих подземную часть и выполняемых из сборного железобетона, наиболее экономично раздельное решение. Оно обеспечивает хорошую устойчивость здания (благодаря обсыпке грунтом здания станции со всех сторон), значительно облегчает его и упрощает работу строительных конструкций. Станции «незаглубленного» типа, как правило, решаются в раздельном варианте. Если при заборе воды из реки, водохранилища или озера трудно расположить водозаборные сооружения на берегу, их устраивают в русле реки или в удалении от берега.

Конструкция и оборудование водозаборного устройства должны обеспечивать нормальный режим его работы и удобство эксплуатации, а также производство ремонтных работ в любое время. Последнее особенно следует учитывать для станций с круглогодовой работой.

Особенности речных водозаборных устройств. Стеснение русла реки водозаборными устройствами не должно превышать 15—20% живого сечения ее. Они не должны мешать ни лесосплаву, ни судоходству.

Водозаборные устройства не должны существенно изменять режим водоисточника и препятствовать свободному протеканию потока. Проводимые срезки берегов, регуляционные работы по руслу должны улучшать гидравлические условия в месте водозабора, обеспечивая плавность переходов и изменений сечений русла и др.

Количество забираемой воды из реки без регулирования стока не следует принимать более 20—25% меженного расхода.

Водозаборные сооружения следует устраивать у вогнутого берега реки в нижней трети дуги изгиба или в крайнем случае на прямом участке. Возможно расположение их и на плесовом участке. Водозаборное сооружение нужно размещать на устойчивом участке русла выше или значительно ниже впадающих рек, речек, оврагов. Не следует располагать их на перекатах, в местах образования заторов и зажоров льда и шуги, а также около незамерзающих мест (полыней) и ниже них.

Необходимая степень осветления воды определяется транспортирующей способностью оросительных каналов, а также сохранностью проточной части насосного оборудования. Износ насосного оборудования зависит от содержания в воде твердых наносов (твердостью по шкале Мооса 5—5,5 единицы). Опыт эксплуатации гидравлических турбин показывает, что значительный износ их может происходить и от действия мелких твердых наносов крупностью менее 0,2 *мм*. Если принять износ от действия наносов $d_{\text{ср}} > 20$ *мм* за 100%, то при $d_{\text{ср}} = 10$ *мм* он составит 90%, а при $d_{\text{ср}} = 0{,}07$ *мм* — до 67%*. Эти данные особенно важны при водозаборе из горных рек, в которых с уменьшением среднего диаметра фракций наносов наблюдается повышение общего содержания наносов.

Расчетами выявлено, что в ряде случаев более экономично повышать износоустойчивость изнашиваемых деталей турбин, чем устраивать отстойники.

Все это следует иметь в виду при проектировании водозаборных устройств для целей ирригации на реках с большим содержанием наносов и проведении технико-экономических расчетов.

---

* По данным В. Н. Плужникова.

При значительных колебаниях горизонтов воды в реке и содержания количества наносов по высоте потока водоприемные окна в водозаборных устройствах следует располагать в несколько ярусов.

При двухъярусном водозаборе водоприемные окна следует располагать, соблюдая следующие выработанные практикой условия:

а) верх верхних окон должен быть на 1—1,5 *м* ниже максимального горизонта воды и на 0,2—0,3 м ниже слоя плавающих тел и мусора;

б) верх нижних окон должен быть на 0,3—0,4 *м* ниже минимального горизонта воды в реке и на 0,3—0,4 *м* ниже слоя льда или шуги.

Если заглубление входных отверстий и оборудования для предохранения от обмерзания недостаточно, применяют искусственный обогрев.

При низких горизонтах воды верхние отверстия держат закрытыми, а при длительных низких температурах их утепляют.

Порог нижних водоприемных окон располагают выше дна на 1,0 *м* и более. В редких случаях допускают превышение порога на 0,5 *м*, но не менее. В периоды повышенного содержания донных наносов в реке для увеличения высоты порога устанавливают шандорные заграждения.

Водоприемные окна желательно располагать перпендикулярно направлению течения воды. Если такой возможности нет, их располагают параллельно течению.

Для защиты от шуги применяют шугоотбойные запани, а для защиты от донных наносов создают искусственную поперечную циркуляцию потока (направляющими донного или поверхностного типа).

При колебании горизонтов воды менее 2—3 *м* рекомендуются незатопляемые береговые водозаборные устройства, при расходе воды до 2—3 $м^3/сек$ и колебаниях горизонтов воды более 3—4 *м* — водозаборные устройства в виде затопленного оголовка. Для насосных станций большой производительности (I и II класса) водозаборные сооружения выполняются незатопляемыми.

Затопленные оголовки могут быть деревянные ряжевые с загрузкой камнем, а также монолитные или сборные бетонные и железобетонные. Верх оголовков располагают ниже низа льда (при ледоставе) на 0,3—0,4 *м*. Трубы, соединяющие оголовки и водозаборные устройства раздельного типа с насосной станцией, укладывают ниже дна реки и при опасности размыва сверху защищают креплением (фашины, тюфяки, мощение и др.). Трубы, как правило, выполняют из железобетона. Применяют асбестоцементные и стальные трубы, но это должно быть обосновано.

При малых расходах иногда применяют простейшие оголовки в виде труб с сеткой, а при больших колебаниях горизонтов воды (до 5 *м*) и резком увеличении количества донных наносов в паводок устраивают трубчатые шарнирные оголовки, положение которых устанавливают тросом с берега или с лодки. Иногда при малых расходах и больших колебаниях горизонтов воды устраивают передвижные по откосу берега (по принципу фуникулера) насосные станции.

В незатопляемых водозаборных устройствах превышение верха стен над максимальным уровнем воды принимают с учетом возможной высоты волны и в зависимости от производительности станции, но не менее 0,6—1,0 *м*.

Водозабор руслового типа связывают с берегом мостовым переходом или канатной дорогой. При совмещенных сооружениях и незначительном удалении их от берега (до 40—50 *м*) напорные трубопроводы рекомендуется укладывать по мосту, соединяющему их с берегом. При больших расстояниях от берега (200 *м* и более) допускается поддерживать связь на лодках и баржах, а на паводочный период предусматривать запас ремонтных средств, оборудования и продуктов питания.

Водозаборное устройство руслового типа напоминает мостовой пустотелый бычок. В зависимости от интенсивности ледохода сооружению придают различные формы. При тяжелом ледоходе (толщина льда более 50—60 *см*) в передней части сооружения предусматривается наклонный ($\sim 2:1$) ледорез с ребром, защищенным железом или тесаным камнем; при слабом ледоходе (толщина льда до 0,5 *м*) переднюю часть сооружения выполняют с вертикальным или слабонаклонным ребром $\sim(1:30)$ ледореза; при отсутствии ледохода торцы сооружения делают вертикальными скругленными (радиус закругления — половина ширины сооружения по наружному обмеру). В последнем случае при малой производительности насосной станции сооружают здания круглой формы.

Устанавливая место расположения водозаборных устройств при русловом типе водозабора, нужно учитывать размеры льдин во время ледохода и возможность их пропуска между сооружением и берегом.

Количество секций (камер) в водозаборном устройстве должно соответствовать количеству насосов или количеству отходящих трубопроводов. Отметку дна в каждой секции устанавливают с учетом устройства приямков глубиной до 1 *м* для осаждения наносов.

Сооружение должно быть прочно и устойчиво против сейсмических воздействий. Основание сооружения в зависимости от геологических условий может быть естественным; при слабых грунтах применяют сваи, опускной колодец, кессон и др.

Следует обращать особое внимание на размыв около водозабора, так как в этом месте происходит изменение режима реки и углубление русла.

Глубину заложения подошвы фундамента увязывают с глубиной возможного размыва русла и принимают при естественных основаниях на 2 *м* ниже возможного уровня размыва; при свайном основании это заглубление можно уменьшить до 1 *м*. При скальных основаниях убирают верхнюю разрушенную скалу, а при трещиноватости выполняют цементацию. Если грунты плохие, по периметру основания сооружения устраивают замкнутое шпунтовое ограждение. Дно реки у сооружения руслового типа, дно и откосы у сооружения берегового типа должны быть тщательно укреплены. Для крепления используют местные материалы, а также применяют сборные железобетонные плиты, габионы, отсыпку камня, фашины, фашинные тюфяки и др.

Площадь сечения водозаборных окон определяют по расходу и допускаемым скоростям входа, которые принимаются при чистой воде 0,5—0,7 *м/сек*, при наличии шуги —0,10—0,25 *м/сек*; при значительных скоростях в водоисточнике входные скорости можно принимать в пределах 50—70% их среднего значения в межень.

Входные скорости стремятся принимать тем меньше, чем больше вероятность засорения решеток и чем больше затруднений с их очисткой.

Площадь сечения окон определяют с учетом стеснения его конструкцией решетки и засорения ее на 25—30%.

Размеры просветов между стержнями решеток следует принимать в пределах 40—60 *мм*. Стержни решеток выполняют из полосового железа толщиной 5—10 *мм*.

Русловый тип водозабора применяют при недостаточных глубинах воды у берега, а также для забора наиболее чистой воды. Иногда в этом случае, если позволяют местные условия, в месте водозабора сужают русло, придвигают его фарватер к нужному берегу, чем и увеличивают глубину. Для сужения русла устраивают полузапруды у противоположного берега, а берег у водозабора (выше и ниже него) укрепляют против возможного размыва.

Водозабор из горных рек с малыми глубинами и большим количеством наносов может быть осуществлен одним из следующих способов:

а) при заборе малых расходов воды — донными водоприемниками с решетками, которые устанавливают с уклоном 0,2 по течению при расстоянии между стержнями 6 *мм** и ребристыми решетками.

При значительных расходах водозабора устраивают водоподъемную плотину высотой 1,0—1,5 *м*, на гребне которой устанавливают решетку. Для удобства очистки воду к насосной станции следует подводить открытым каналом. Однако в зависимости от местных условий можно применить и закрытый канал со съемными плитами перекрытия или с промывным устройством;

б) в зависимости от величины забираемого расхода — при помощи шахтных колодцев или штолен (инфильтрационный водозабор). Максимальную скорость фильтрации при расчетах рекомендуется принимать в пределах до 0,02—0,04 *мм/сек*.

При тяжелых условиях шугообразования, большом количестве наносов, малых меженных расходах и относительно малых глубинах воды применяют водозаборные устройства ковшового типа. При большом количестве донных наносов рекомендуются ковши с верховым питанием, а при небольшом количестве наносов и тяжелых условиях шугообразования — ковши с низовым питанием, в которых для облегчения борьбы с отложением наносов делают вход для самопромывки. Его следует располагать возможно ближе к лобовому — нормально к направлению течения или под углом не более 25—30°. Если это невозможно, вход делают под углом до 90°, но не более.

В особо тяжелых условиях при обосновании технико-экономическими расчетами можно применять ковши с двухсторонним питанием. Размеры ковшей назначают по расчету осаждения наносов и всплывания шуги. Скорость входа воды в ковш рекомендуется принимать в пределах 25% от скорости течения воды в реке, а скорость течения воды в ковше — в пределах 0,05—0,30 *м/сек*. При минимальных уровнях воды скорость течения в ковше может быть повышена в исключительных случаях, но она не должна превышать скорости течения реки. Отметку дна ковша назначают, исходя из минимального расчетного горизонта воды в реке с учетом заглубления в пределах 0,5—1,0 *м* для отложения осаждаемых наносов, что определяется частотой очистки. Ковши по местным условиям могут быть полностью или частично выдвинуты в реку или заглублены в берег.

Оборудование как береговых, так и русловых водозаборных устройств изменяется в зависимости от производительности их, условий работы и класса сооружения. Оно состоит из сороудерживающих решеток на водоприемных окнах, затворов (постоянных и ремонтных), подъемных устройств и механизмов для маневрирования затворами и решетками и очистки решеток, насосов для удаления наносов и осушения камер при проведении ремонтов. В водозаборных устройствах для целей водоснабжения предусматриваются еще мелкие сетки (плоские — съемные или вращающиеся) и устройства для их промывки и удаления осадка. Окна и оборудование для управления затворами и решетками следует располагать так, чтобы обеспечить независимое управление каждым окном.

Решетки устанавливают с внешней стороны водозаборного устройства, чтобы обеспечить простоту их очистки. В пазы вместо решеток на время ремонта вставляют ремонтные затворы. Наиболее легко очищать решетки, установленные под углом 70—80° к горизонту, но при значительной высоте сооружений такая установка их вызывает увеличение размеров и удорожание сооружений. Поэтому в этих случаях решетки устанавливают вертикально, а для очистки их либо устанавливают специальные решеткоочистные машины, либо решетку вынимают. Затворы,

---

* По исследованиям С. Г. Мелик-Нубарова.

перекрывающие окна (шибера, дроссели, задвижки), устанавливают внутри камер, а их подъемники (индивидуальные и общие) помещают на незатопляемых отметках.

Расчетные расходы и горизонты воды в водоисточнике принимаются в зависимости от назначения и класса сооружения в пределах 90—97% обеспеченности.

При горизонтальном насосном оборудовании и благоприятных геологических условиях основание фундамента станции может быть расположено выше основания фундамента водозаборных устройств.

В береговом раздельном варианте компоновки подвод воды от водозаборных устройств к насосной станции может быть выполнен при плохих геологических условиях и затруднениях в производстве работ по прокладке подводящих труб или устройстве канала при помощи сифона, если колебание горизонтов воды и геологические условия позволяют создать в нем вакуум не более 5—6 *м* вод. ст.

Особое внимание выбору места и конструкции водозабора следует уделять при расположении его в нижнем бьефе ГЭС с суточным регулированием. В этом случае из-за резкого изменения сбрасываемых расходов на узком участке реки с большими удельными расходами и последующим расширением потока происходит сильный размыв русла около ГЭС и отложение продуктов размыва ниже по реке, особенно в верховьях следующего водохранилища, при каскадном расположении ГЭС. Исследованиями на р. Днепр было установлено, что воздействие значительных скоростей сильно отражается и на берегах и суммарно может быть оценено как двойная продолжительность паводка. Кроме того,

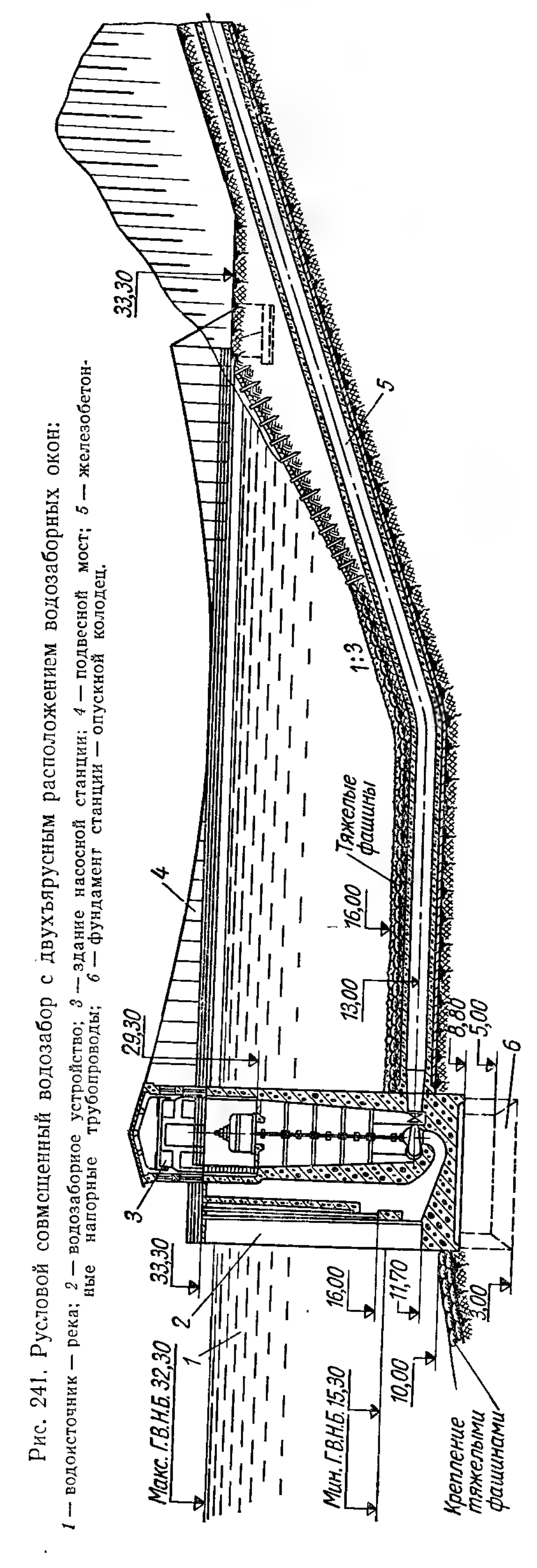


Рис. 241. Русловой совмещенный водозабор с двухъярусным расположением водозаборных окон:

1 — водоисточник — река; *2* — водозаборное устройство; *3* — здание насосной станции; *4* — подвесной мост; *5* — железобетонные напорные трубопроводы; *6* — фундамент станции — опускной колодец.

из-за неустановившегося режима, особенно в нижнем бьефе, образуются значительной длины незамерзающие участки (полыньи), которые служат местом образования внутриводного льда, что вызывает зажоры в руслах, обмерзания входных отверстий и другие осложнения в эксплуатации.

Место и конструкцию водозабора на блуждающих реках и реках с большим количеством наносов выбирают на основании данных многолетних наблюдений и опыта эксплуатации сооружений в аналогичных условиях.

На рисунке 241 приведено совмещенное решение двухъярусного водозаборного устройства руслового типа, обслуживаемое козловым краном, который не показан на рисунке. Порог нижнего водозаборного окна

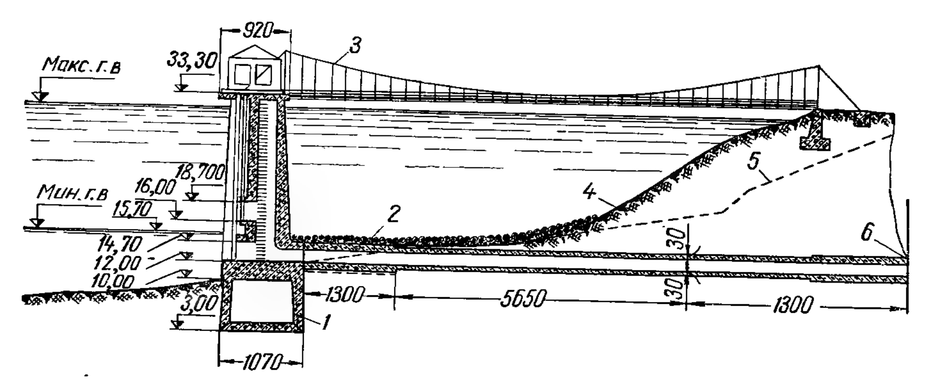


Рис. 242. Русловое водозаборное устройство раздельного типа с двухъярусным расположением водозаборных окон:

1 — водозаборное сооружение; *2* — крепление тяжелыми фашинами; *3* — подвесной мост; *4* — спланированный берег; *5* — естественный берег; *6* — железобетонный самотечный многоочковый трубопровод.

расположен на 1,7 *м* выше дна реки, а верх его заглублен под минимальный горизонт на 1 *м*. Каждое окно имеет самостоятельные пазовые конструкции для решеток и стальных плоских затворов. Пазы отступают от забральной стенки на 150 *мм*, что очень важно для предохранения от возможного заклинивания затвора и решетки плавающим мусором при подъеме.

В передней части сооружения предусмотрен ледорез. Фундамент сооружения — опускной колодец. Объем камеры водозаборного устройства составляет 15 секундных расходов насоса при минимальном горизонте воды в реке. Наверху имеются люки, а на стенах — скобы для спуска в камеры.

На рисунке 242 показана схема раздельного варианта руслового типа водозаборных устройств этой же насосной станции.

На рисунках 243 и 244 представлены разрез и план раздельного водозаборного устройства руслового типа, представляющего собой, как и в предыдущем примере, мостовой пустотелый бычок с ледорезом. Водозабор соединен стальными всасывающими трубами ($d=1400$ *мм*) с насосной станцией, расположенной на берегу. Водозаборное устройство и всасывающие трубы ошпунтованы и имеют крепление двойной мостовой в плетневую клетку по слою гравия. Сооружение разделено на четыре камеры по числу всасывающих труб; в перегораживающих стенках имеются перепускные отверстия, перекрытые шиберными затворами. Каждая камера разделена на две части мелкими плоскими сетками в два ряда по высоте и три ряда в плане; выше сеток имеется железобетонная перегораживающая стенка. Водозаборные окна расположены в два яруса, по два окна в каждом ярусе (всего четыре) на

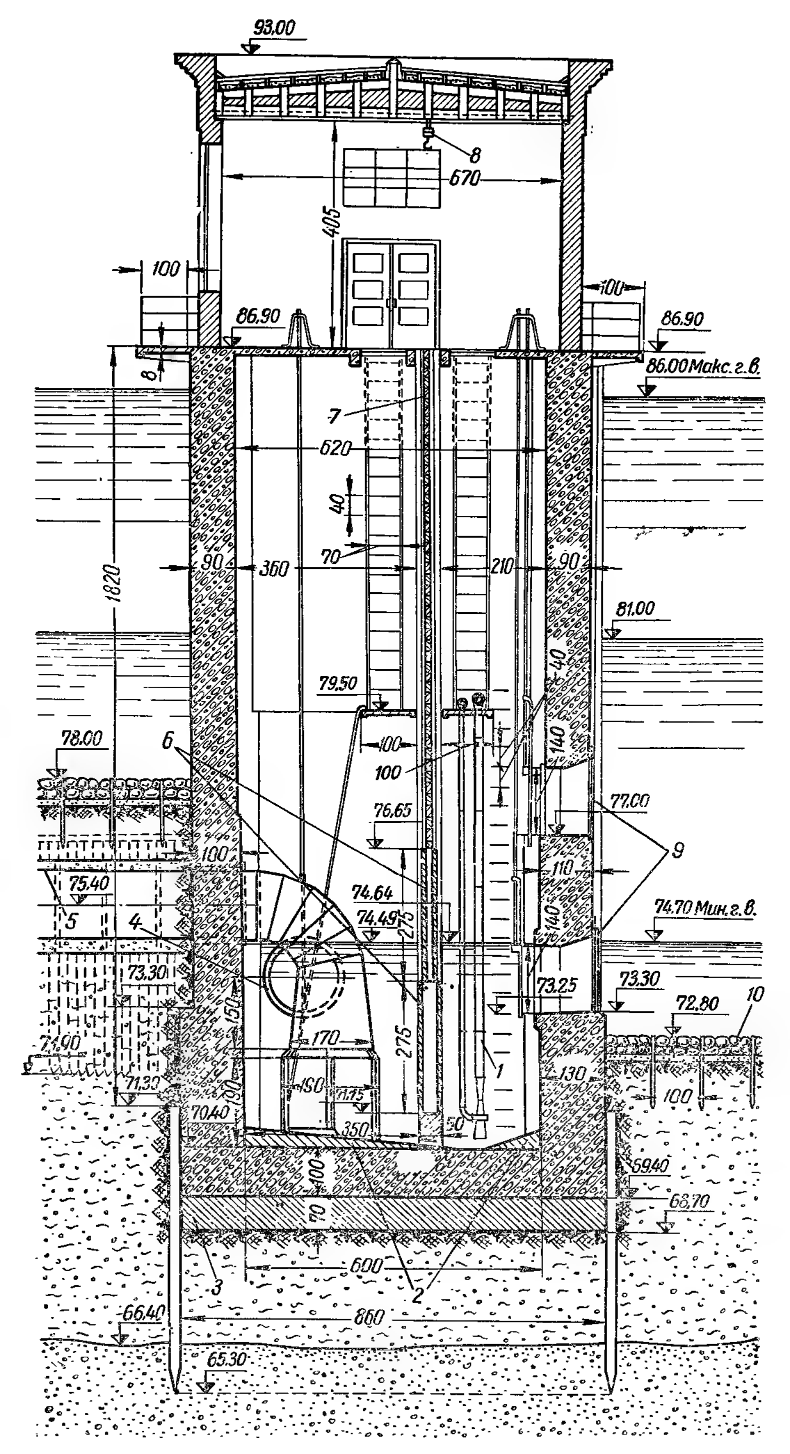


Рис. 243. Русловое водозаборное устройство раздельного типа с двухъярусным расположением водозаборных окон (поперечный разрез):

1 — эжектор; *2* — бетонная кладка; *3* — бетонная подготовка; *4* — шибер d = 1400 *мм*; *5* — всасывающие трубы d = 1400 *мм*; *6* — мелкие сетки; *7* — железобетонная забральная стенка; *8* — кошка для подъема сеток; *9* — грубые решетки; *10* — мощение по слою щебня в клетку.

каждую камеру. Окна диаметром 1400 *мм* перекрыты шиберными затворами. Все шиберы имеют ручное управление, вынесенное наверх — на перекрытие камер. Сетки поднимаются и опускаются при помощи кошки. С наружной стороны водозаборных окон установлены грубые решетки.

На поперечном разрезе показаны лестницы для спуска в камеры через люки в перекрытии.

Для удаления из камер осаждающихся наносов служат струйные насосы (эжекторы). Вода к эжекторам подается от основных насосов

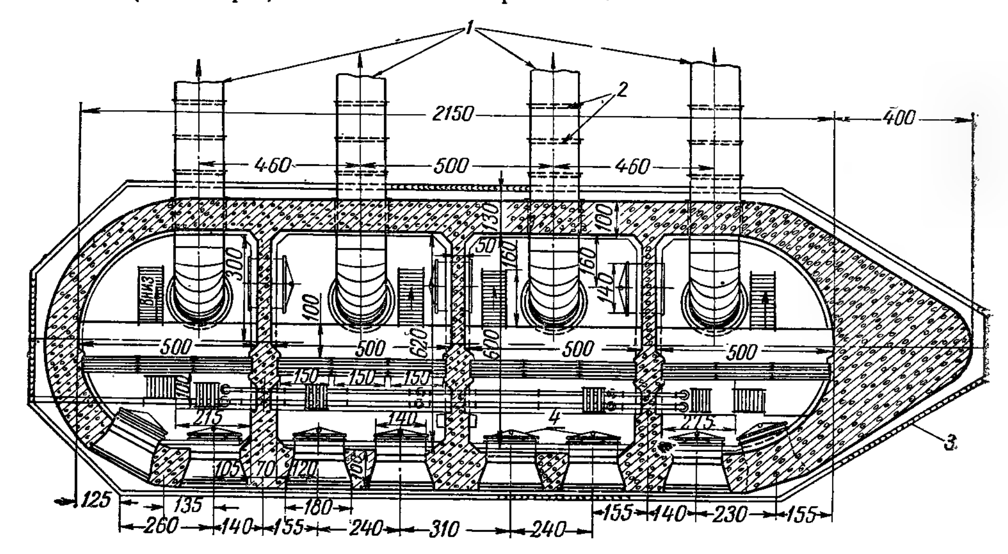


Рис. 244. Русловое водозаборное устройство раздельного типа (план):

1 — всасывающие трубы $d=1400$ *мм*; *2* — уголки жесткости; *3* — шпунтовый ряд; *4* — шиберы $d=1400$ *мм*.

станции. Связь сооружения с берегом при высоких горизонтах воды осуществляется при помощи лодки. Входное отверстие всасывающей трубы имеет несколько большее расстояние от днища ($\sim D_{вх}$), что объясняется учетом осадки наносов, а заглубление его под минимальный горизонт ($\sim 97\%$ обеспеченности) составляет около $1{,}5\,D_{вх}$. Объем камеры всасывающих труб до сеток при минимальном горизонте воды составляет около 20 секундных расходов насоса, входная скорость в окнах с учетом стеснения решетками — около 0,7 *м/сек*.

На рисунке 245 показано раздельное водозаборное устройство комбинированного типа, имеющее русловой затапливаемый оголовок и береговой колодец с водозаборными окнами. Верх оголовка не затапливается минимальным горизонтом воды, но расположен ниже низа льда при ледоставе. Оголовок со стороны реки защищен от подмыва основания креплением и шпунтовым рядом. Он оборудован сороудерживающей решеткой и пазом для ремонтных шандор. Входное отверстие в оголовке заглублено на $0{,}5\,h_{вх}$ $(0{,}5\,D_{вх})$ под минимальный горизонт воды в реке. Такой тип водозабора считается двухъярусным; второй ярус водозаборных окон устроен в береговом водозаборном колодце. В этот колодец поступает вода от оголовка по двухочковому железобетонному трубопроводу и через водозаборные окна. Число водозаборных окон у оголовка и в водозаборном колодце меньше, чем число водозаборных камер насосов. Для этого вода попадает сначала в передние камеры колодца, а оттуда уже в водозаборные камеры всасывающих труб насосов, отделенные от первых камер затворами. Вверху всех камер имеются люки, а на стенах — скобы для спуска в них. В первых

камерах установлены водоструйные насосы (эжекторы) для удаления отложившихся наносов. Объем передних камер и водозаборных камер насосов определен как 15-кратный по пропускаемому расходу воды, при минимальном горизонте воды в водоисточнике. Расстояние от дна до входа во всасывающую трубу 0,6 $D_{вх}$ (см. § 6 этой главы). Заглубление входного отверстия всасывающей трубы под минимальный горизонт воды принято $2D_{вх}$. Входные отверстия в водозаборном колодце перекрываются дросселями.

На рисунке 246 приведено береговое водозаборное устройство, совмещенное с насосной станцией. Отличительная его особенность состоит в том, что в водозаборной камере, у входа во всасывающую трубу насоса, есть эксплуатационный металлический плоский затвор, отключающий водозабор при ремонте насоса. Каждый насос имеет отдельную водозаборную камеру. Водозабор двухъярусный. Станция несколько врезана в берег (по геологическим условиям), и на рисунке виден откос врезки, представляющей плавную срезку берега для сопряжения русла со станцией, выполненную на 50 *м* выше и на 50 *м* ниже водозабора и укрепленную отмосткой.

На рисунке видны отдельные пазы решеток для окон каждого яруса, в которые, при необходимости, могут быть вставлены вместо решеток ремонтные затворы. Для очистки решетки в этом водоприемнике вытаскивают наверх, что не совсем удобно в эксплуатации. Порог нижнего окна принят 0,5 *м*, так как при меженных горизонтах имеется незначительное количество наносов.

Подводящие трубопроводы

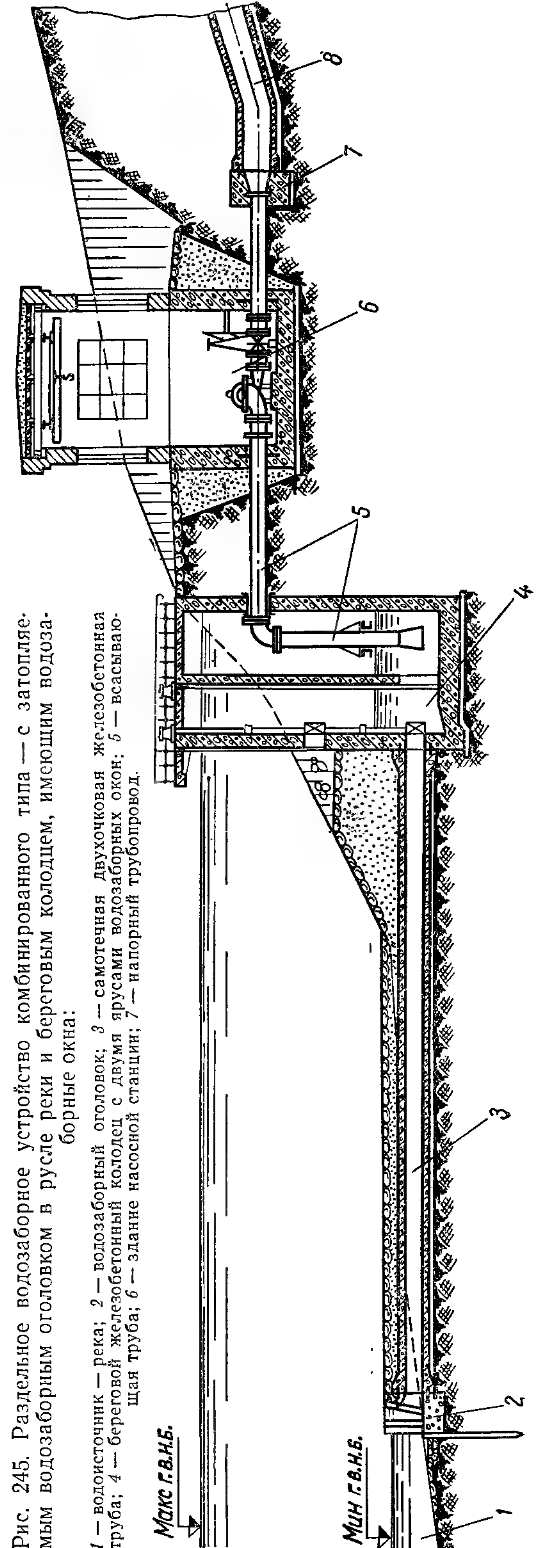


Рис. 245. Раздельное водозаборное устройство комбинированного типа — с затопляемым водозаборным оголовком в русле реки и береговым колодцем, имеющим водозаборные окна:

1 — водоисточник — река; *2* — водозаборный оголовок; *3* — самотечная двухочковая железобетонная труба; *4* — береговой железобетонный колодец с двумя ярусами водозаборных окон; *5* — всасывающая труба; *6* — здание насосной станции; *7* — напорный трубопровод.

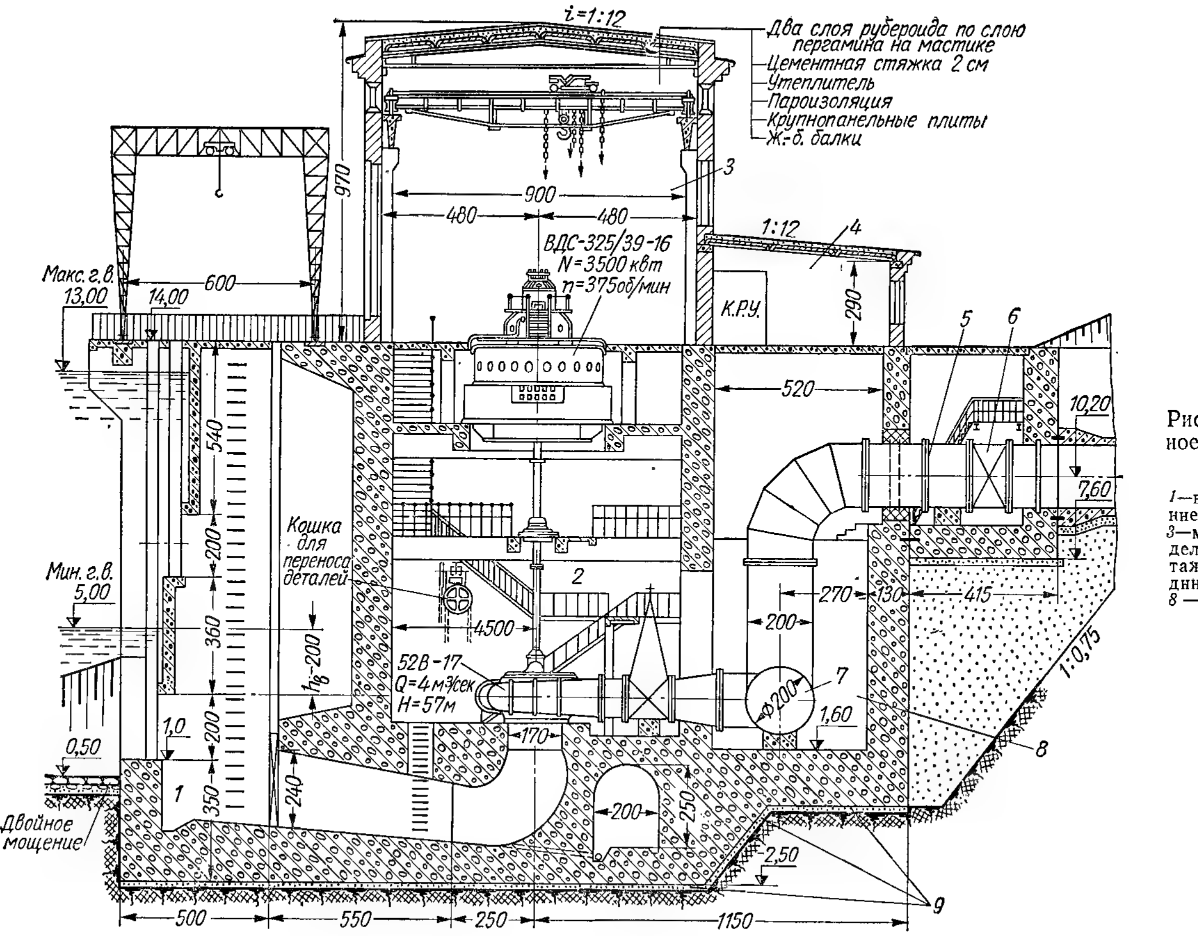


Рис. 246. Береговое совмещенное с насосной станцией водозаборное устройство:

1—водозабор двухъярусный; *2*—здание станции — насосное помещение; *3*—машинный зал; *4*—здание распределительного устройства; *5* — монтажная вставка; *6* — затвор; *7*—соединительный напорный коллектор; *8* — помещение коллектора; *9*—подготовка из тощего бетона.

заглубляют ниже отметки дна реки или устраивают незаглубленными. При проектировании оголовков и подводящих трубопроводов необходимо учитывать защиту их:

а) от ударов и засорения «корчами», сносимыми течением во время паводков;

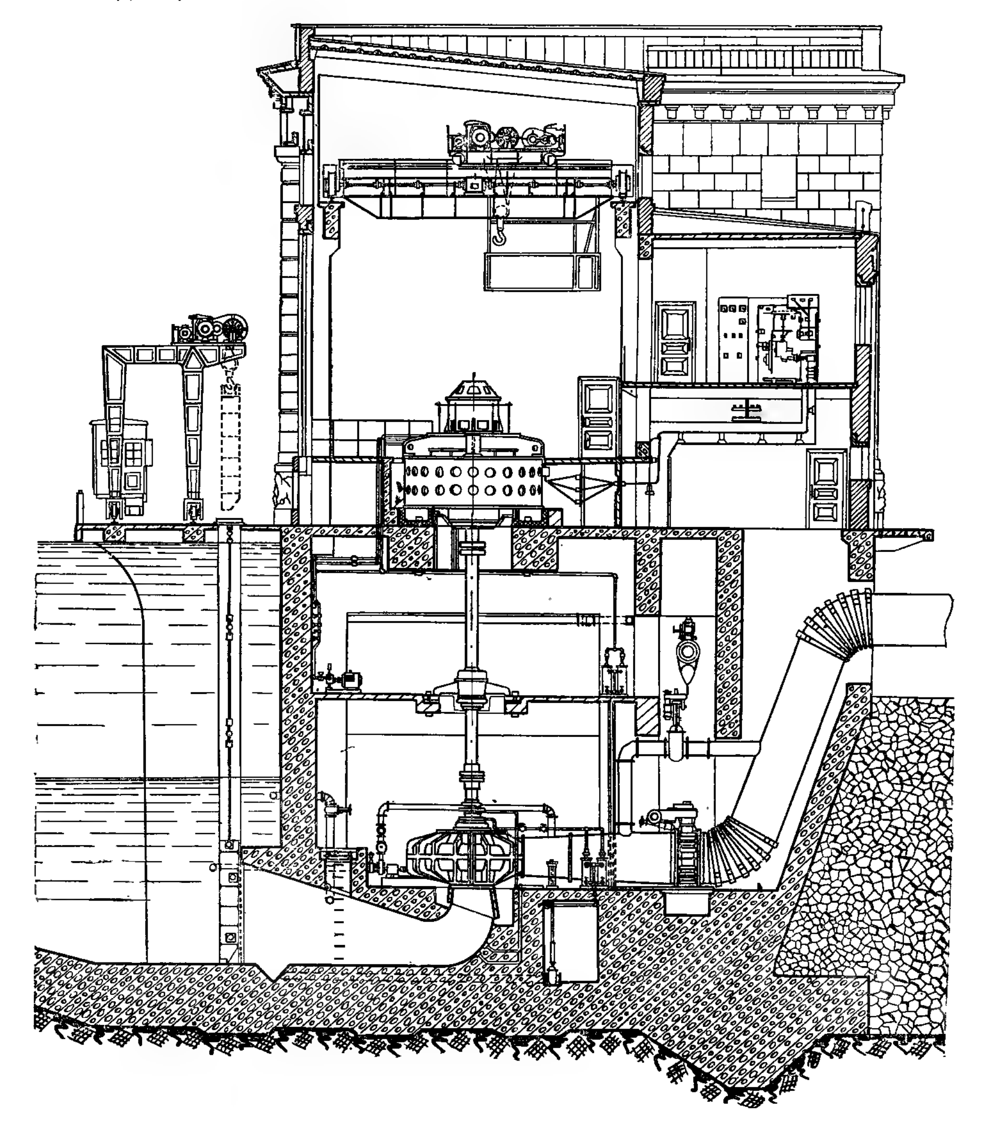


Рис. 247. Верхне-Ингулецкая оросительная насосная станция — береговая, объединенного типа.

б) на лесосплавных реках от разрушающего действия плотов и «кошек». «Кошки» — чугунные лоты с шипами, используемые для управления плотами, которые волочатся по дну на цепях или тросах (вес «кошки» может достигать 5 *т*);

в) на судоходных реках от ударов судов и якорей.

При проектировании оголовков следует пользоваться рекомендациями института ВОДГЕО.

На рисунке 247 приведен поперечный разрез одной из крупнейших в Европе Верхне-Ингулецкой оросительной насосной станции, расположенной на берегу р. Ингулец. Водозаборное сооружение объединенного

типа. Питание станции осуществляется по р. Ингулец из р. Днепр. На станции установлено семь агрегатов (насосы 52В-17 с расходом 5,3 $м^3/сек$ и напором 63 *м* каждый). Водозабор имеет один паз. Особых затруднений при эксплуатации (10 лет) не отмечено.

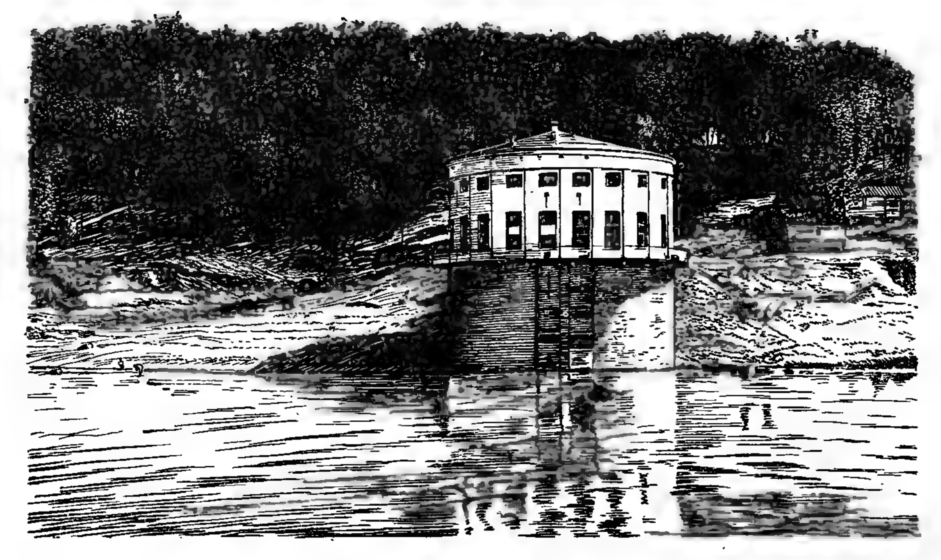


Рис. 248. Береговая насосная станция круглая, объединенного типа.

На рисунке 248 показана береговая с круглой формой здания насосная станция, объединенная с водозаборным устройством. Насосы расположены наверху, а «мокрая» камера внизу. На рисунке видны водозаборные окна.

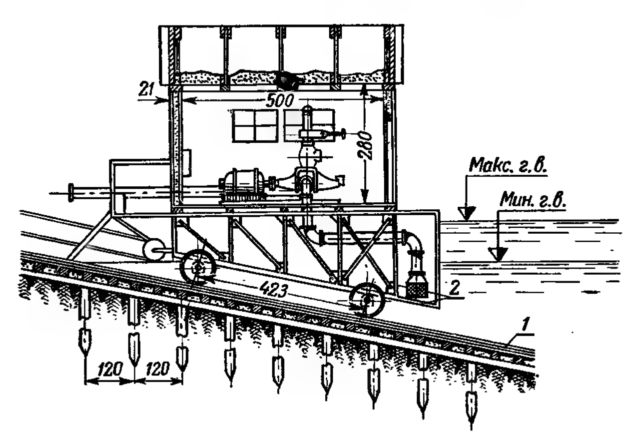


Рис. 249. Совмещенное водозаборное устройство фуникулярного типа:

1 — рельсы; *2* — водозабор.

Во всех случаях следует помнить, что насосная станция, расположенная на водоисточнике, является головной, и от ее работы зависит надежность работы всей оросительной системы.

Временное водозаборное устройство может быть выполнено на деревянной эстакаде с упрощенной водоприемной частью. Конец всасывающей трубы опускается в ящик, стенки которого образованы дощатой обшивкой с зазорами. Такую временную насосную установку можно применять для водоснабжения строительной площадки и орошения небольших площадей из водоисточников, не имеющих ледоходов, которые могут повредить эстакаду.

На рисунке 249 приведено передвижное по откосу берега водозаборное устройство с насосной станцией, которое по принципу передвижения можно назвать устройством фуникулерного типа. Установка оборудована двумя насосами производительностью по 0,1 $м^3/сек$ и предназ-

начена для работы при значительных колебаниях горизонтов воды в водоисточнике. Она монтируется на металлической тележке и передвигается по рельсовому пути, уложенному по спланированному берегу. По откосу берега вдоль пути укладывается напорный трубопровод, из которого через каждые 5 *м* выводятся короткие стояки с заглушками. По мере передвижения установки по берегу напорный трубопровод ее при помощи гибкого шланга подключается к ближайшему стояку берегового напорного трубопровода. Питание энергией двигателей насосов осуществляется по гибкому кабелю. Такие установки следует располагать в местах, не подверженных разрушающему действию ледохода,

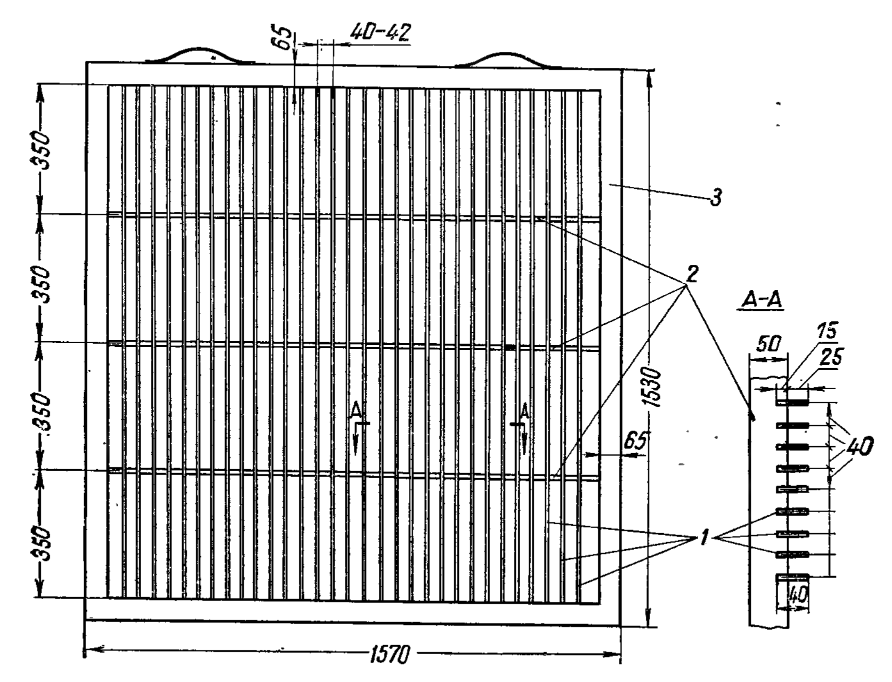


Рис. 250. Сороудерживающая решетка для отверстия 1,4×1,4 *м*:

1 — полоса размером 5×40 *мм*; *2* — полоса размером 10×50 *мм*; *3* — рама из угловой стали размером 65×65 *мм*.

навалов и заторов льда. Установка передвигается тросом при помощи лебедки, расположенной на берегу.

Водозаборные устройства передвижных насосных станций следует относить к передвижным водозаборным устройствам совмещенного типа.

На рисунке 250 приведена конструкция обычной сороудерживающей решетки для водозаборных окон среднего размера. Полосы решетки выступают из плоскости ее рамы и приспособлены для очистки решеткоочистной машиной и граблями вручную, если она не заглублена.

В зависимости от условий водозабора и количества забираемой воды сороудерживающие решетки могут быть значительных размеров (2,1×9 *м*); вес их достигает 2,0 *т*. Большие решетки секционируются и по высоте и по ширине.

В таблице 17 приведены основные технические данные наиболее распространенных типов решеткоочистных машин*.

На рисунке 251 дан общий вид решеткоочистной машины типа РТ-1, которая приспособлена для очистки вертикально установленных решеток.

---

* По данным Чеховского завода «Гидростальконструкция».

Таблица 17

Показатели	Типы решеткоочистных машин				
	РТ-1	РТ-Т	Р7-Т	Р-3	121СР
Производительность, $м^3/час$	1,5	1,5	2,0	400,0	—
Вес машины с ковшом, *т*	1,65	2,16	2,64	3,38	—
Скорость подъема ковша, *м/мин*	15,0	15,0	16,0	16,0	20,0
Емкость ковша, $м^3$	0,45	0,15	0,2	0,3	—
Длина ковша, *м*	2,15	1,5	2,0	1,38	7,2
Длина колеи, *м*	2,39	2,10	2,6	1,5	7,7
Высота подъема ковша, *м*	—	15,0	18,0	20,0	Длина пути 86,0
Угол наклона очищаемой решетки, *град.*	Вертикальная			10	33° 40
Привод	Электрический				
Ток	Переменный				
Управление	Местное				

Для движения решеткоочистной машины по вертикали рядом с пазом решетки устраивают паз, в котором скользят катки решеткоочистной машины, стабилизируя ее положение.

Вдоль фронта водозабора машина передвигается по монорельсу. Подъем и опускание ковша механизированы и автоматизированы, горизонтальное передвижение механизировано.

Совершенно иную конструкцию имеют плавучие водозаборные устройства, совмещенные с плавучими насосными станциями.

Основные преимущества совмещенных плавучих водозаборных устройств:

а) меньше капитальные затраты, так как их можно осуществлять в плохих геологических условиях, не затрачивая средств на сложные фундаменты; станция может быть построена в заводских условиях, а на месте установки выполняются только сборка и монтаж;

б) размеры сооружения не зависят от величины амплитуды колебаний горизонтов воды в водоисточнике, что свойственно незатопляемым водозаборным устройствам;

в) водозаборное устройство автоматически следует за уровнем воды в водоисточнике и всегда забирает воду из верхних слоев, что особенно важно при большом содержании донных наносов и наносов в придонном слое водоисточника при высоких горизонтах воды; не нужно устанавливать большое число затворов и подъемников, как при ярусном водозаборе; облегчена очистка решеток;

Рис. 251. Общий вид решеткоочистной машины типа РТ-1 (вид сбоку).

г) одной установкой можно обслужить в определенной очередности несколько небольших орошаемых массивов, передвигая ее вдоль берега.

Основные недостатки плавучих водозаборов:

а) трудность эксплуатации и меньшая надежность в работе зимой, особенно в тяжелых климатических условиях;

б) необходимость защиты и даже укрытие в специальный затон при тяжелых условиях ледохода; необходимость устройства места хранения;

в) ежегодный монтаж и демонтаж соединительных трубопроводов, расчалка и заякоревание, буксировка;

г) необходимость мер защиты от нагона волн.

Водозаборные окна могут быть расположены либо в борту, либо в днище понтона. Расположение окон в борту возможно только при значительной осадке понтона.

На входе в водозаборные окна с наружной стороны борта устанавливают сороудерживающие решетки. В случае ремонта вместо решеток вставляют затворы.

Наполнением водой балластных камер можно увеличить осадку станции и заглубление входного отверстия под уровень воды. Водозаборное устройство днищевого типа не требует большой осадки судна. Оно состоит из окна в днище с решеткой, перекрытого герметической металлической коробкой призматической формы. К этой коробке присоединяется всасывающая труба насоса. Сверху имеется герметически закрываемый смотровой люк, верх которого рекомендуется располагать на 0,25 *м* выше горизонта воды в водоисточнике при максимальной осадке понтона. Ширина коробки должна обеспечить свободное подключение всасывающей трубы насоса с увеличением ее диаметра до входа в коробку или внутри коробки, чтобы уменьшить входную скорость и обеспечить плавный вход для уменьшения гидравлических сопротивлений. Входные скорости (с учетом стеснения решеткой) в водозаборные окна не следует принимать более 1—1,2 *м/сек*.

Решетку можно очищать обратным током воды и через смотровой люк. Расстояние от входного отверстия всасывающей трубы до противоположной стенки коробки следует принимать в пределах (0,8—1) $D_{вх}$. Ось патрубка в плане должна совпадать с осью коробки. Ширину коробки в плане принимают равной $2D_{вх}$. Большого превышения верха коробки над входным отверстием всасывающей трубы допускать не рекомендуется. Люк лучше делать смещенным от оси всасывающей трубы. В понтонах с двойной бортовой обшивкой коробки устраивают между обшивками. При бортовом водозаборе обеспечивается более плавный подвод воды к насосу, забирается более осветленная вода и удобнее перекрывать входное отверстие решеткой и затворами. Но это не всегда возможно по условиям осадки понтона, а при крене и дифференте его (из-за волн) есть опасность обнажения водозаборного окна. Этих недостатков нет у днищевого водозаборного устройства, но зато он имеет свои отрицательные стороны: забор более засоренной наносами воды, усугубляющийся на реках с малой глубиной, большим количеством донных и придонных наносов, меньшая доступность для осмотра.

Водозаборные устройства на водохранилищах. Все приведенные выше рекомендации по выбору и устройству речных (береговых и русловых, совмещенных и раздельных) водозаборных устройств в равной степени должны быть отнесены и к водозаборным устройствам, сооружаемым для забора воды из водохранилищ.

Водохранилища на реках только для целей ирригации сооружаются редко. Обычно стремятся к комплексному использованию водоисточника. Водохранилища устраивают, когда расход, забираемый из реки

превышает 25—30% меженного, а глубины в реке недостаточны. Причины для сооружения водохранилищ в зависимости от района бывают различными. Например, в Средней Азии и других теплых районах нашей страны, особенно в районах, где без ирригации невозможно земледелие, ведущей причиной является ирригация. Водохранилище улучшает также и использование рек для судоходства, водоснабжения, энергетики (ГЭС, ТЭС) и др. Для целей ирригации часто сооружают аккумулирующие наливные водохранилища, используя емкости естественных впадин.

При сооружении водозаборных устройств на водохранилищах существенными моментами для выбора их места являются:

а) время заиления водохранилища, режим движения и отложения наносов;

б) колебание уровней воды;

в) геологические условия (основание, размываемость и переработка берегов и др.);

г) величина волн и господствующее направление ветров;

д) наличие естественных акваторий, где влияние волн уменьшается и занос входа в эти акватории исключается; возможность сооружения искусственных акваторий и др.

Если водохранилище рассчитано на длительный срок заиления и отложение наносов предполагается в его верховьях, водозаборные устройства следует располагать ближе к оросительной системе — на берегу водохранилища или на подводящем канале.

При тяжелом режиме наносов водозаборные устройства следует размещать около плотины, используя водосбросные сооружения и располагая водозаборные окна в их стенах с верховой стороны, в бычках, устоях и др.

При значительной сработке горизонтов в водохранилище (более 5—6 *м*) следует рассмотреть вариант расположения водозаборных устройств в нижнем бьефе плотины с подводом воды к станции трубопроводами. Он заслуживает внимания в тех случаях, когда по условиям эксплуатации водохранилища устраивается донный водоспуск с незатопляемой башней, располагаемой в водохранилище. Донный водоспуск может быть устроен из железобетонных трубопроводов, а может быть выполнен из металлических труб, укладываемых в железобетонной галерее. В голове донного водоспуска устраивается незатопляемая башня с ярусным расположением водозаборных окон, оборудуемых решетками и затворами. Для питания насосной станции может быть устроен или отдельный трубопровод, или использован трубопровод донного водоспуска. Последнее решение требует перерыва в работе насосной станции при промывках наносов. В случае прокладки подводящих трубопроводов под плотинами типа донных водоспусков необходимо тщательно соблюдать технические условия при производстве таких работ, как подготовка основания, устройство противофильтрационных диафрагм, водонепроницаемых швов и др.

Опыт эксплуатации и строительства водозаборов из водохранилищ показал, что:

а) самым надежным водозабором (особенно при круглогодовой работе) является башенный приплотинный, с расположением насосной станции в нижнем бьефе и подводом к ней воды самотечными водоводами в штольне (рис. 144);

б) при незатопленном оголовке башенного типа условия эксплуатации лучше, чем при затопленном.

При проектировании береговых водозаборов на водохранилищах следует учитывать процессы переработки берегов за счет волновых воздействий (заложение откосов достигает $1:10 \div 1:12$; значительное передвижение наносов — продуктов размыва вдоль берегов).

На рисунке 169 приведен поперечный разрез водозаборного устройства совмещенного типа из водохранилища. Водозабор одноярусный, без порога. Каждый насос имеет свое (отделенное бычком) водозаборное окно, оборудованное сороудерживающей решеткой, пазом для ремонтных шандорных заграждений и эксплуатационным затвором на входе во всасывающую трубу насоса. Для уменьшения размеров решетки устроена забральная стенка. При значительных глубинах для уменьшения высоты ремонтного затвора также устраивают забральную стенку или же размещают его в пазу для решетки (рис. 253). Решетки, установленные под углом 75° к горизонту, очищают решеткоочистной машиной, которая передвигается по рельсам вдоль фронта водозабора. Управление оборудованием водозаборных устройств осуществляется при помощи козлового крана, перемещающегося по рельсам вдоль фронта водозабора. Амплитуда колебания горизонтов воды в водохранилище около 3,4 *м*. Превышение перекрытия водозаборных устройств над максимальным горизонтом воды — 0,7 *м*. Такой тип водозаборных устройств применяют при расположении их на берегу водохранилища или на канале, подводящем воду к насосной станции из водохранилища. Для минимального горизонта заглубление входа во всасывающую трубу (у затвора) дано на $0{,}5D_{вх}$.

Водозаборные устройства и насосные станции при расположении их в верхнем бьефе водохранилища ничем не отличаются от рассмотренных насосных станций и водозаборных устройств на реках.

При значительных колебаниях горизонтов воды и совмещенном решении можно применять тип водозабора, приве-

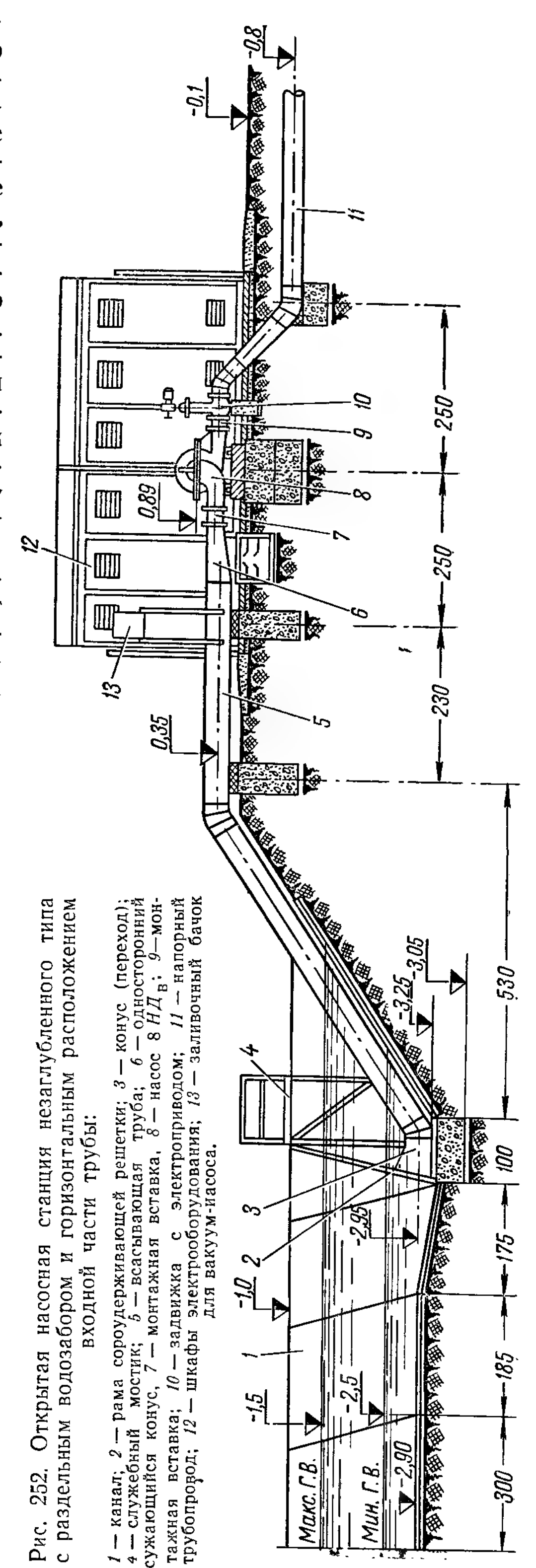


Рис. 252. Открытая насосная станция незаглубленного типа с раздельным водозабором и горизонтальным расположением входной части трубы:

1 — канал; *2* — рама сороудерживающей решетки; *3* — конус (переход); *4* — служебный мостик; *5* — всасывающая труба; *6* — односторонний сужающийся конус, *7* — монтажная вставка, *8* — насос 8 $НД_в$; *9* — монтажная вставка; *10* — задвижка с электроприводом; *11* — напорный трубопровод; *12* — шкафы электрооборудования; *13* — заливочный бачок для вакуум-насоса.

денный на рисунке 241, а при раздельном решении — тип, приведенный на рисунках 242, 243, а также плавучий или передвижной водозабор.

При малых колебаниях горизонтов (до 2 *м*) и благоприятных условиях устраивают береговые водозаборы. Для уменьшения пролетов

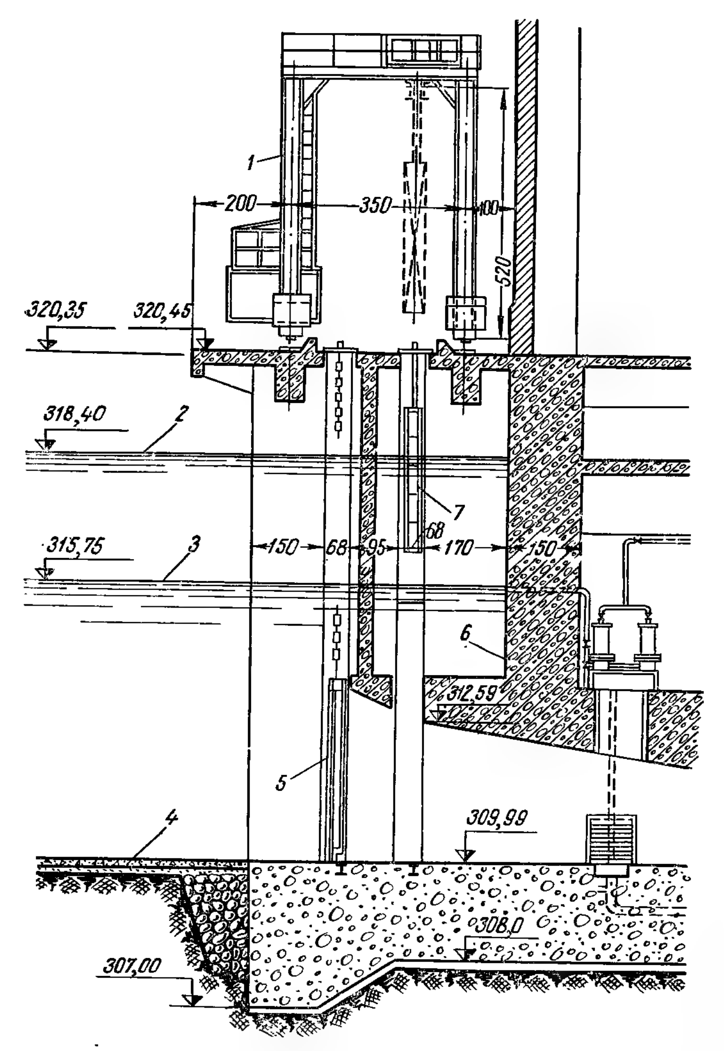


Рис. 253. Совмещенное водозаборное устройство крупной оросительной насосной станции:

1 — козловый кран; *2* — статический горизонт воды; *3* — минимальный горизонт воды; *4* — крепление железобетонными плитами по слою гравия; *5* — паз решетки и ремонтного затвора; *6* — гидроизоляция торкретом за 2 раза; *7* — эксплуатационный затвор.

ремонтных затворов и решеток входные отверстия разделяют премежуточными бычками. Все входные кромки водозаборных отверстий следует делать скругленными. При малой высоте плотин и напоре в трубах донного водоспуска до 7—10 *м* трубы устраивают железобетонными. При напорах более 7—10 *м* укладывают стальные трубы в железобетонных галереях, что более надежно и удобно в эксплуатации. В конце труб донного водоспуска, при водозаборе воды из них насосными станциями, устанавливают затворы. Всасывающие трубы насосов обычно стальные.

Водозаборные устройства на каналах. Насосная станция на канале может быть расположена нормально к его оси (прямой водозабор), вдоль канала (боковой водозабор) или под углом к оси (косой водозабор). Насосные станции на каналах бывают различной производительности: от малой и средней — системные оросительные станции, подающие воду из магистральных или распределительных каналов на небольшие орошаемые площади, до большой производительности — станции перекачки (например, на судоходных каналах: Волго-Донском, им. Москвы, канале Северный Донец — Донбасс и др.). В крупных и средних станциях водозаборные устройства часто однотипны и отличаются только размерами. Канал, на котором расположена станция, может быть тупиковым или транзитным. Перед насосной станцией тупиковый (рис. 163 или рис. 252) канал обычно расширяется и образует аванкамеру для лучшего сопряжения с водозаборными устройствами и подвода воды к агрегатам станции.

Станции, приведенные на рисунках 252 и 163, отличаются простотой конструкции сооружений и удобствами монтажа оборудования.

На конструкцию водозаборного устройства (на выбор отметки верха его) влияет тип подводящего канала — саморегулирующийся или несаморегулирующийся. Как правило, водозаборные устройства на каналах представляют собой незатопляемые бетонные или железобетонные коробки, открытые сверху, имеющие форму камер. Число камер в водозаборном устройстве обычно равно числу насосов, но иногда бывает и меньше — при коллекторной схеме соединения всасывающих трубопроводов, которая в мелиоративных станциях применяется редко (при малой производительности станции и значительной длине всасывающей линии). Эта схема сложнее по автоматизации, и ее следует избегать.

Водозаборные устройства могут быть:

а) проточного типа в виде проточного лотка, подводящего воду сразу в «мокрую» камеру насосной станции;

б) с ограничивающей камеру поперечной стеной, через которую вода забирается горизонтальными или вертикальными трубами;

в) безбычкового типа, в которых горизонтальные трубы имеют водозаборные окна в стенке, преграждающей аванкамеру, и не отгорожены бычками друг от друга.

Основное оборудование водозаборных устройств: ремонтные заграждения — шандоры, устанавливаемые в начале сооружения; сороудерживающая решетка, которая устанавливается вертикально или наклонно; эксплуатационный затвор (на крупных станциях) на входе во всасывающую трубу.

На станциях с сезонной работой и опоражниваемым подводящим каналом иногда для упрощения не ставят ремонтных заграждений, а ограничиваются только затворами на входе во всасывающую трубу. На некоторых станциях решетки устанавливают перед станцией в виде отдельного сооружения. Это не совсем удачно, так как в канал между решеткой и станцией могут попасть мусор и скот. Кроме того, это увеличивает стоимость установки.

Решетки на водозаборных устройствах очищают вручную или решеткоочистной машиной.

На рисунке 163 приведено раздельное водозаборное устройство насосной станции незаглубленного типа с суженным фронтом водозабора.

Для сужения фронта водозабора расстояние в свету между бычками не следует принимать более $2D_{вх}$; объем камеры для каждой всасывающей трубы (в пределах всей длины бычка) при минимальном горизонте воды должен быть не более 15—20 секундных расходов насоса. Расстояние от входного отверстия всасывающей трубы до дна и его заглубление под горизонт назначают, как в «мокрой» камере.

Входную скорость во всасывающую трубу следует принимать не более 0,7—1,2 *м/сек*, а скорость в решетке (без учета стеснения) — в пределах 0,5÷0,7 *м/сек*, но немногим более минимальной скорости движения воды в канале.

На рисунке 252 представлена открытая, незаглубленная оросительная насосная станция с раздельным водозаборным устройством при горизонтальном расположении входной части всасывающей трубы. Такой вход во всасывающую трубу (при вертикальной стенке) дает возможность уменьшить расстояние между входными отверстиями и значительно сократить фронт водозабора.

На рисунке 253 представлено совмещенное водозаборное устройство крупной насосной станции, питающейся из подводящего канала, который имеет длину 2 *км*, минимальную глубину 2 и максимальную 4,6 *м*. Водозаборные устройства (рис. 253) оборудованы вертикальной сороудерживающей решеткой, имеющей свой паз, и эксплуатационным плоским металлическим затвором *7*, устанавливаемым у входа во всасывающую трубу насоса. Такое устройство пазовых конструкций надежно в эксплуатации. Управление решеткой и затвором осуществляется при помощи козлового крана *1*, который передвигается вдоль фронта водозабора. При необходимости в паз решетки могут быть установлены ремонтные затворы. Дно и откосы канала по условиям фильтрации укреплены железобетонными плитами по гравийной подготовке. Уклон дна канала положительный, а уклон бермы обратный уклону дна канала для отвода ливневых вод. Одна берма уширена, и по ней осуществляется подъезд к станции. Максимальная глубина выемки по каналу около 24 *м*, а заглубление основания станции около 30 *м*. Перекрыв водозаборное сооружение, можно опорожнить канал для осмотра и ремонта.

Превышение бермы над максимальным рабочим уровнем воды в канале с учетом образования волны при отключении всех насосов станции принято около 2,5 *м*, а над статическими — около 2 *м*.

Рыбозаградительные устройства. Водозаборные сооружения должны быть оборудованы рыбозаградительными устройствами, которые рекомендуется проектировать одновременно с водозаборными устройствами. Специальные рыбохозяйственные изыскания рекомендуется проводить одновременно с обычными изысканиями, выполняемыми для проектирования водозаборных устройств, или несколько раньше.

В настоящее время имеются разработки трех основных видов рыбозаградительных устройств: электрического, механического и гидравлического.

Электрический рыбозаградитель ЭРЗУ-1 состоит из одного ряда вертикальных электродов (труб или полос), опускаемых почти на всю глубину водоема. Скорости течения воды в месте расположения электродов не должны превышать 0,25—0,3 *м/сек*. Электроды — трубы диаметром 50—100 *мм* или полосы шириной 75—150 *мм* — устанавливают (в зависимости от размера и вида рыбы) на расстоянии 500—3000 *мм* и удерживают на плаву, сваях или тросе (рис. 312). Длина системы определяется местными условиями. Рыбозаградитель ЭРЗУ-1 предназначается для предупреждения попадания в водозаборы молоди рыб размером не менее 40 *мм*. Потребляемая им мощность (питание переменным током) зависит от электропроводности воды и дна водоема, протяженности системы и размеров электродов, напряжения, вида и размеров рыбы и колеблется от сотен ватт до десятков киловатт. Напряжение переменного тока 120/220 *в*, частота импульсов 4÷8 в секунду, продолжительность импульсов 0,02÷0,06 *сек*. Эффективность действия зависит от местных условий и для рыб, идущих против течения, составляет 100%, а для скатывающейся рыбы — около 70—80%. Имеется альбом проектных решений рыбозаградителя.

М е х а н и ч е с к и й   р ы б о з а г р а д и т е л ь типа МСРЗ — механический самоочищающийся рыбозаградитель — представляет собой гладкую сверленую или штампованную (но не плетеную) металлическую сетку, со скоростью движения воды в отверстиях сетки до 0,3 *м/сек*. Диаметр отверстий должен быть до 3 *мм*, чтобы они не пропускали молодь промысловых рыб размером 20—25 *мм*.

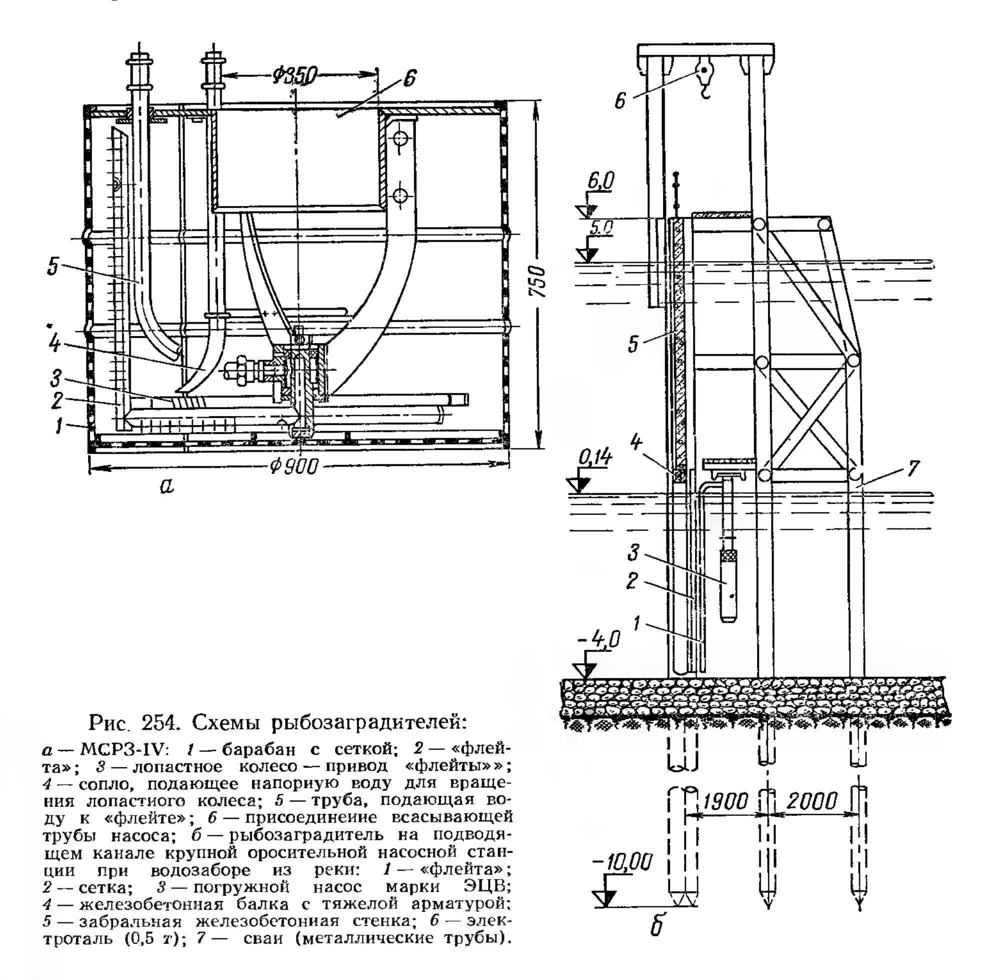


Рис. 254. Схемы рыбозаградителей:

а — МСРЗ-IV: *1* — барабан с сеткой; *2* — «флейта»; *3* — лопастное колесо — привод «флейты»»; *4* — сопло, подающее напорную воду для вращения лопастного колеса; *5* — труба, подающая воду к «флейте»; *6* — присоединение всасывающей трубы насоса; *б* — рыбозаградитель на подводящем канале крупной оросительной насосной станции при водозаборе из реки: *1* — «флейта»; *2* — сетка; *3* — погружной насос марки ЭЦВ; *4* — железобетонная балка с тяжелой арматурой; *5* — забральная железобетонная стенка; *6* — электроталь (0,5 *т*); *7* — сваи (металлические трубы).

Сетку очищают от мусора, не поднимая ее, непрерывно во время работы гидравлическим путем (струями воды), но не механическим. Очистное устройство из перфорированных труб, в которое подается вода под напором, имеет вращательное или возвратно-поступательное движение около сеток и называется «флейтой».

Применяют и подвижную сетку с неподвижным очистным устройством.

Разработанные механические рыбозаградители (для береговых водозаборов раздельного и совмещенного типов, а также плавучих станций) рассчитаны на малые расходы воды — до 500 *л/сек*.

На рис. 254, *а* приведена схема рыбозаградителя МСРЗ-IV (конструкция Гидрорыбпроекта) с неподвижным барабаном *1* и вращающимся промывочным устройством — «флейтой» *2*, устанавливаемым на конце всасывающей трубы насоса при раздельном водозаборе (временной или сезонной работе). «Флейта» вращается при помощи лопастного колеса *3*, скрепленного с ней и приводимого в движение водой, подаваемой из напорной линии станции, через сопло *4*.

Такие расходы для средних и крупных станций недостаточны, и сейчас проводится работа на водозаборах тепловых электростанций по совмещению очистки от взвеси с рыбозаграждением. Для этого применяют наклонные, под острым углом к потоку, плоские сетки, с тем чтобы рыба, смытый мусор и плавающие тела направлялись в рыбоотводной канал и отводились самотеком или специальным насосом производительностью до 10% от расхода водозабора.

На рисунке 254, *б* приведена схема рыбозаградительного устройства на подводящем канале крупной оросительной системы. Устройство это громоздкое; при приближении водозабора его можно упростить.

Действие гидравлического рыбозаградителя основано на предположении, что основная масса рыбы попадает в водозаборное сооружение благодаря изменениям речного потока, вызываемым им. Этот тип рыбозаградителя представляет систему струенаправляющих щитов или жалюзи, устанавливаемых вертикально на некотором расстоянии друг от друга и под углом к направлению потока не меньше 11° и не более 40° и состоящих из металлических пластин. Рыба, ощущая преграду, на некоторое время задерживается и сносится потоком.

Кроме того, в некоторых случаях для рыбозаграждения возможно применять сжатый воздух, подаваемый компрессором, через перфорированные трубы, в сторону возможного подхода рыбы. Этот тип рыбозаграждения (пневматический) следует считать перспективным.

Вопросы рыбозаграждения изучены мало, над ними следует продолжать углубленную работу, так как рыбное хозяйство имеет важное значение.

§ 5. СООРУЖЕНИЯ, ПОДВОДЯЩИЕ ВОДУ К НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Сооружения, подводящие воду к насосной станции (водоводы), сопрягают насосную станцию с водоисточником и могут быть открытого типа в виде каналов или закрытого в виде трубопроводов. Их устраивают в тех случаях, когда по технико-экономическим расчетам или другим причинам насосную станцию целесообразно расположить в удалении от берега водоисточника.

Закрытый подвод воды к станции (трубопроводами) обычно устраивают при водозаборе из рек с большим колебанием уровней воды, имеющих достаточно широкую пойму, затапливаемую при паводках и сложенную из плохих в строительном отношении грунтов. Устройство открытого подвода воды в этих условиях осложняет и удорожает эксплуатацию, так как каналы имеют большое сечение (из-за пологих откосов), откосы их при резких спадах горизонтов воды могут оплывать, а мероприятия по обеспечению их устойчивости дороги. Кроме того, при паводках и затоплении поймы каналы могут быть сильно занесены наносами.

Выбор той или иной конструкции подвода воды является важным моментом при компоновке узла сооружений машинного водоподъема и подлежит технико-экономическому обоснованию с учетом комплекса местных условий.

Вопросы конструирования и расчета открытых и закрытых каналов подробно рассматриваются в курсах сельскохозяйственной мелиорации и гидросооружений.

Подводящие трубопроводы разделяются на самотечные, которые транспортируют воду от водозаборного устройства к отстойнику (рис. 255), подводящим трубам насосов (рис. 142 и 242), приемным и береговым колодцам (рис. 245), и всасывающие, являющиеся всасывающими трубами насосов (рис. 243).

Трубопроводы бывают безнапорные, напорные и сифонные. Безнапорные трубопроводы, работающие неполным сечением, применяют, когда горизонты воды в водоисточнике постоянны или изменяются незначительно (менее 0,5 *м*). При больших колебаниях горизонта воды в водоисточнике следует устраивать напорные (заглубленные, работающие полным сечением) трубопроводы. Если трубопровод при минимальном горизонте воды в водоисточнике будет работать неполным сечением, то при каком-то промежуточном горизонте, когда уровень воды дойдет до верха трубопровода, произойдет «захлебывание» трубопровода.

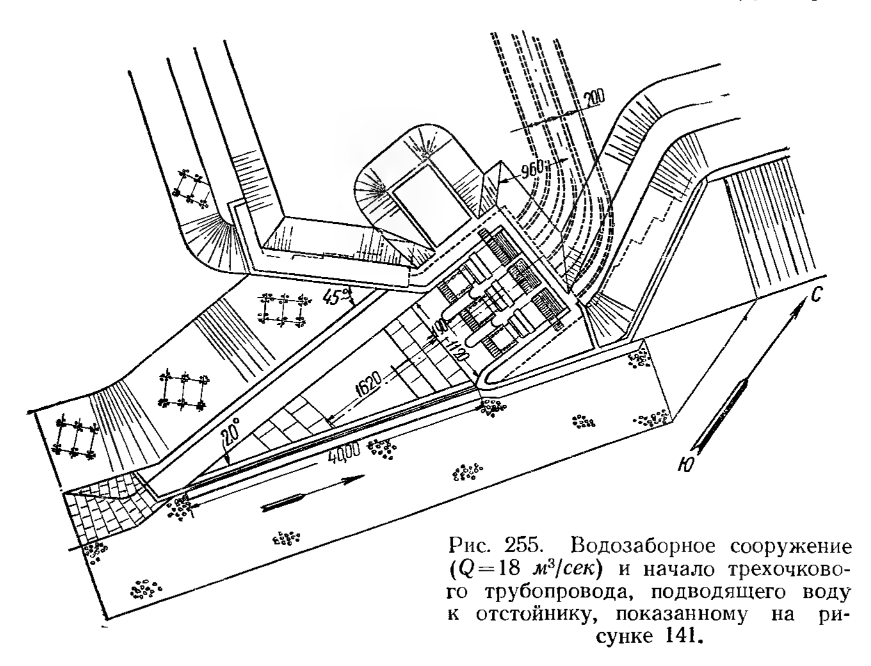


Рис. 255. Водозаборное сооружение ($Q=18$ *м³/сек*) и начало трехочкового трубопровода, подводящего воду к отстойнику, показанному на рисунке 141.

Это повлечет за собой образование неустановившегося течения в нем и ухудшит работу насосов. Сифоны (рис. 311) применяют при плохих геологических и гидрогеологических условиях, когда устройство трубопроводов и открытых каналов дорого. Вакуум в них не должен превышать 5—6 *м вод. ст.*

Рассмотрим самотечные трубопроводы прямоугольного и круглого сечения, применяемые наиболее часто.

В отличие от всасывающих, подводящие трубопроводы укладывают с уклоном в сторону насосной станции.

В голове подводящих трубопроводов (в водоисточнике или на берегу его) устраивают водозаборное сооружение.

В насосных станциях средней и большой производительности эти трубопроводы, как правило, выполняют из железобетона, а в станциях малой производительности иногда применяют и стальные трубопроводы, что подлежит обоснованию.

Для станций малой и средней производительности при устройстве самостоятельных труб для каждого насоса применяют и асбестоцементные трубопроводы.

Для станций средней производительности и, как правило, для станций большой производительности подводящие трубопроводы устраиваются многоочковыми, в виде многопролетных замкнутых прямоугольных неразрезных железобетонных рам. В последнее время их стали выполнять из сборных элементов. Число отверстий принимается равным числу насосов или меньше.

В последнем случае перед станцией устраивается колодец, а от колодца идут уже отдельные трубопроводы для каждого насоса. Многоочковая часть может быть выполнена в виде отдельных трубопроводов или в виде неразрезной многоочковой конструкции. Для уменьшения ее размеров в плане всасывающие трубы насосов направляются под острым углом к продольной оси здания станции, как показано на рисунке 141. В колодце у станции устанавливают затворы для отключения любого насоса, а иногда еще и грубые решетки. Подвод воды к станции по трубопроводам показан на рисунке 142. От водозабора до отстойника идет трехочковый трубопровод, а от отстойника к насосной станции — четырехочковый (по числу насосов) с размером каждого отверстия $2 \times 2{,}2$ *м*. Расход одного насоса и одного отверстия трубопровода $Q = 4{,}5$ *м³/сек*.

В оголовке четырехочкового трубопровода устроены пазы для установки грубых решеток. В эти же пазы устанавливаются и затворы на случай ремонта насоса и трубопровода. В трубопровод и ко входному патрубку насоса при осмотре и ремонте попадают через смотровой колодец. Пазы оголовка встроены в рамную конструкцию, которая служит одновременно и опорой служебного моста, идущего к водозабору от дамбы обвалования станции.

Подвод воды к насосной станции трубопроводами не затрудняет сельскохозяйственного использования ценных пойменных земель. Сечение подводящих трубопроводов подбирают так же, как и диаметр напорных трубопроводов. При этом нужно учитывать, что увеличенные скорости могут вызвать значительные сопротивления, которые следует увязывать с допустимой высотой всасывания насоса, избегая излишнего заглубления последнего. Практически скорость в подводящих трубопроводах находится в пределах 1,5—2,5 *м/сек*. Скорость течения должна быть больше скорости $V_{кр}$, при которой начинается выпадение наносов из потока. Величина $V_{кр}$ зависит в основном от состава наносов и степени насыщения ими потока. В практике придерживаются значений $V_{кр}$ порядка 1 *м/сек*. Отложившиеся наносы при малых диаметрах самотечных труб удаляют промывкой их водой, подаваемой под напором из напорных трубопроводов по специальной трубе. В больших трубопроводах такая промывка невозможна, поэтому для предупреждения заиления необходимо устанавливать в них определенный режим. При этом следует учитывать, что при больших скоростях происходит преждевременный износ труб, и предусматривать соответствующие мероприятия. При расчетах трубопроводов нужно учитывать сейсмические условия района, а при выборе марки и свойств цемента — агрессивность окружающей среды и предусматривать необходимую изоляцию.

Монолитные и сборные многоочковые трубопроводы в зависимости от условий производства работ и геологических условий выполняют секционными с осадочными водонепроницаемыми швами, расположенными через каждые 10—25 *м*. При укладке отдельных сборных трубопроводов должна быть также обеспечена подвижность стыков.

Монолитные трубопроводы следует укладывать на подготовку из тощего бетона, а сборные многоочковые и отдельные трубы — на уплотненное основание ненарушенной структуры. При плохом основании устраивают песчано-гравийную подготовку, а особо плохие грунты заменяют или устраивают специальное основание.

На рисунке 256 даны разрез и план комбинированного водозаборного устройства из реки с большим количеством наносов в паводок, с подводящими трубопроводами для крупной насосной станции. При высоких (паводочных) горизонтах воды в реке вода забирается из потока, проходящего по пойме (над подводящими трубопроводами), через второе водозаборное сооружение, а при меженных горизонтах — из основного русла реки через береговое (первое) водозаборное сооружение.

Пойма и русло реки сложены из прочных неразмываемых пород (скальных), поэтому для укладки подводящих трубопроводов устроены траншеи по габариту их. В паводок вода забирается из верхних, более чистых слоев. В определенных условиях, особенно при расположении на вогнутом слабо размываемом береге, такое водозаборное устройство может, при большом количестве наносов в реке, дать удачное решение. За вторым водозаборным устройством имеется аванкамера, разделенная продольной стенкой пополам, которая используется как отстойник с механическим удалением наносов.

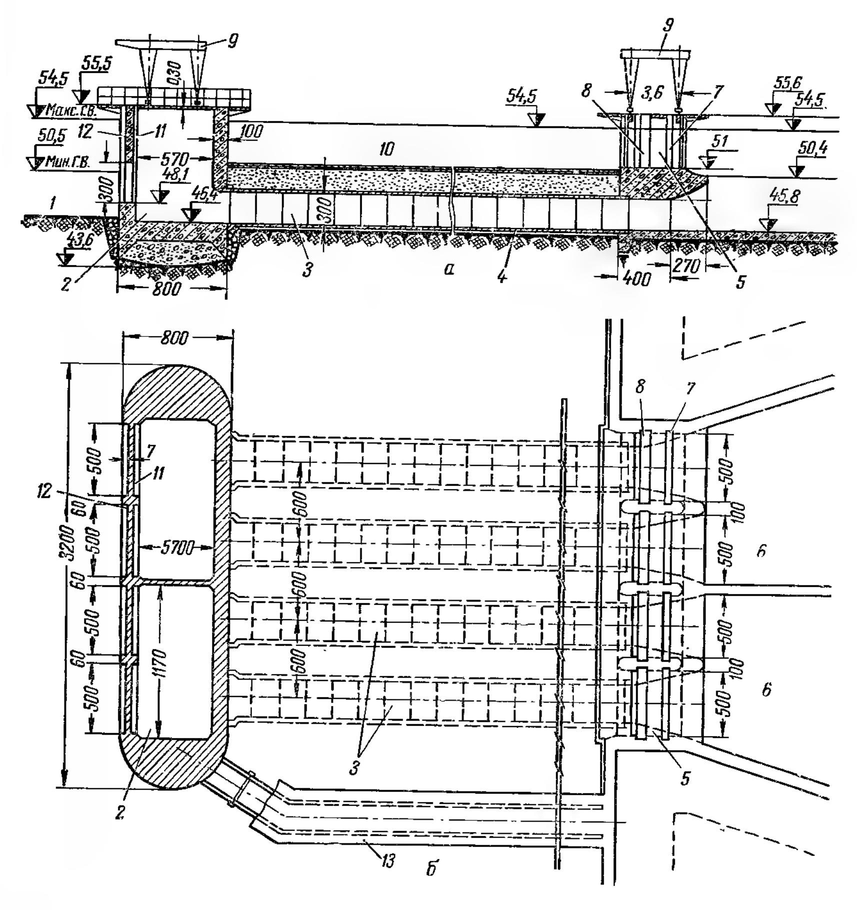


Рис. 256. Комбинированное водозаборное устройство:

а — разрез; *б* — план; *1* — река; *2* — береговое водозаборное устройство; *3* — подводящие трубы ∅ 3,0 *м* из звеньев длиной 2 *м*; *4* — подготовка из тощего бетона; *5* — второе (пойменное) водозаборное устройство; *6* — аванкамера — отстойник; *7* и *8* — пазы для затвора и решетки; *9* — козловые краны; *10* — пойма; *11* и *12* — пазы для шандор и решетки; *13* — служебный мост.

Открытые подводящие каналы применяют при следующих основных условиях:

а) экономичность устройства подвода воды каналом для сокращения длины напорных трубопроводов (см. главу XII);

б) удовлетворительность геологических условий, допускающих сооружение канала без особых затрат на укрепление откосов и борьбу с фильтрацией;

в) относительная осветленность воды в водоисточнике, обеспечивающая незаиляемость и бесперебойность работы канала. В противном случае очистка канала от наносов не должна нарушать нормальной

работы насосной станции, а затраты на очистку должны экономически оправдываться;

г) устойчивость берегов водоисточника и бесперебойность водозабора; затраты на обеспечение устойчивости берегов должны быть экономически оправданы;

д) относительно нормальный диапазон колебания горизонтов воды в водоисточнике, который не вызывает экономически нецелесообразных затрат на строительство канала и насосной станции;

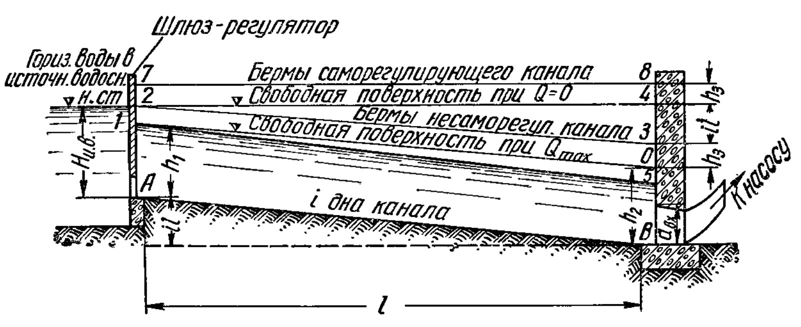


Рис. 257. Схема саморегулирующегося и несаморегулирующегося каналов.

е) небыстрые спады горизонта воды в водоисточнике, безопасные для устойчивости откосов.

Подводящие каналы обычно проводят по кратчайшему пути от водоисточника до насосной станции.

Расчет и конструирование подводящих каналов оросительных насосных станций следует выполнять в соответствии с «Техническими указаниями по проектированию каналов оросительных систем»*. Вспомогательным материалом может служить книга проф. И. И. Агроскина «Гидравлический расчет каналов»** и «Временные технические указания по проектированию оросительных каналов с бетонной и железобетонной одеждой»***.

Подводящий открытый канал может быть саморегулирующимся или несаморегулирующимся.

Саморегулирующийся канал дает возможность иметь свободную горизонтальную поверхность *2—4* воды при расходе $Q_к = 0$ (рис. 257); при этом горизонты воды в канале и водоисточнике имеют одинаковые отметки. Благодаря этому канал обладает аккумулирующей способностью в объеме призмы *0—1—2—4*. Если канал рассчитан на равномерный режим для расхода $Q_к = Q_{макс}$, то при этом расходе установится свободная поверхность *0—1*, параллельная дну канала.

При $Q_к < Q_{макс}$ канал будет работать при подпоре, а свободная поверхность воды при этом будет находиться где-либо между поверхностями *1—0* и *2—4*, в зависимости от расхода $Q_к$. При пропуске каналом расхода $Q_к > Q_{макс}$ (например, при форсировке) свободная поверхность будет представлять собой кривую спада *1—5* и располагаться ниже поверхности *1—0*. При этом глубина воды у насосной станции будет меньше глубины h_1 в головной части канала.

Последний случай связан с некоторой опасностью для работы насосных установок, так как при незначительной разнице между глубиной воды у насосной станции и входной высотой $a_{вх}$ всасывающей трубы насоса наблюдается появление воронок около входных отверстий труб.

---

* Издание Министерства сельского хозяйства СССР, Москва, 1955.

** Госэнергоиздат, М.—Л., 1958.

*** Гипроводхоз, М., 1962.

От этого происходит засасывание воздуха насосами, что уменьшает их производительность. Кроме того, необходимо, чтобы глубина воды у насосной станции была не меньше критической глубины воды в канале, так как иначе канал не пропустит требуемого расхода.

В принимаемых условиях расчета подводящего канала (при $i>0$) не следует допускать работы насосной станции при кривых спада в канале, особенно для оросительных насосных станций с небольшой геодезической высотой подъема (порядка $3 \div 6$ *м*); в этом случае уменьшение глубины воды в канале у насосной станции может увеличить геодезическую высоту подъема насосов, а это уменьшит производительность насоса. Кроме того, это может вызвать размыв канала.

Саморегулирующийся канал обычно должен иметь большую глубину, а это вызывает увеличение строительных затрат по сравнению с несаморегулирующимся каналом, бермы которого *2—3* ниже берм *7—8* на величину объема земли *2—7—8—3*. При коротких каналах и их небольших уклонах объем дополнительных работ может быть незначительным, тогда все преимущества будут на стороне саморегулирующегося канала.

Таким образом, при расположении канала в выемке и его незначительной длине (до 1000 *м*) все преимущества остаются за саморегулирующимся каналом. Наоборот, если канал около насосной станции будет проходить в полувыемке-полунасыпи, то в этом случае возможно, что по экономическим соображениям преимущества будут на стороне несаморегулирующегося канала. Горизонт воды в последнем при $Q_к<Q_{макс}$ будет представлять собой кривую подпора.

Запас глубины канала $h_з$ зависит от возможного появления положительной волны в канале (при неустановившемся режиме канала), например от внезапного выключения нагрузки электродвигателей и остановки насосов. При недостаточной глубине $h_з$ и неустановившемся режиме канала в некоторых случаях может наблюдаться излив воды из него.

При проектировании подводящих каналов в дополнение к обычным нормативам по их расчету необходимо сделать несколько добавлений.

1. Подводящий канал рекомендуется запроектировать на пропуск максимального расхода при равномерном режиме канала с положительным уклоном дна.

При работе низконапорной насосной станции с производительностью меньше максимальной необходимо определить условия совместной работы канала и насосной станции; это относится и к случаю пропуска каналом форсированного расхода. При отступлении от равномерного режима канала целесообразна работа при подпоре, а не при спаде.

2. При коротких каналах надо определить условия совместной работы водозаборного устройства и насосной станции. Следует установить (с точки зрения нормальной эксплуатации насосной станции) отметки горизонтов источника водоснабжения, если им является канал. На основании этого назначают необходимый его режим, который затем увязывают и со специфическими особенностями оросительной системы.

Наоборот, если отметки горизонтов источника водоснабжения не поддаются регулированию (например, для реки с колебанием горизонтов), то режим насосной станции должен быть увязан как с режимом водозаборных устройств, так и с режимом подводящего канала.

3. Покрытие антифильтрационной одеждой канала уменьшает утечки воды из канала и разрушение откосов от действия волн при неустановившемся движении воды в канале, при внезапной остановке насосов и маневрировании затворами головных сооружений канала.

4. В канале не должно происходить отложения наносов. Поэтому водозаборные устройства проектируют с учетом этого обстоятельства.

5. Канал должен быть проверен и на работу при неустановившемся, неравномерном движении. На основании этого должна быть запроектирована защита откосов от действия больших скоростей волн, а также установлен необходимый запас глубины канала и определена отметка его бровки. Открытые подводящие каналы обычно применяют при водозаборе воды из каналов или водохранилищ. Обычно в таких случаях канал стремятся выполнить саморегулирующимся и никаких головных сооружений (если это не вызывается какими-либо важными обстоятельствами) не делают. Водозаборное сооружение в голове канала в этом случае может быть вызвано следующими соображениями:

а) большая длина несаморегулирующегося канала (бермы параллельны дну канала), нет аварийного сброса и при аварии на станции возможно ее затопление. Работа головного сооружения должна быть автоматизирована и синхронизирована с работой насосной станции. Отметку берм такого канала у станции выбирают с учетом образования горизонтальной поверхности оставшегося объема воды в канале;

б) опорожнение канала для ремонта его;

в) тяжелые гидрологические условия (наносы, шуга и др.).

При машинном водоподъеме с водозабором из нерегулируемой реки подводящий канал устраивают редко — при очень благоприятных или, наоборот, неблагоприятных гидрологических и благоприятных геологических и топографических условиях и достаточном обеспечении расходов воды в водоисточнике. Канал в этих случаях может быть использован как отстойник для наносов и как успокоительный ковш при борьбе с шугой. При плохих гидрологических условиях водозаборное сооружение, как правило, устраивают для того, чтобы регулировать качество и обеспечивать необходимое количество забираемой воды. Плавное сопряжение подводящего канала с насосной станцией достигается постепенным расширением его у насосной станции.

При устройстве водозабора из водохранилищ следует помнить о значительных переработках их берегов. Водоисточниками оросительных насосных станций второго подъема и выше обычно служат оросительные каналы. Иногда длину и заглубление подводящих каналов принимают из соображения иметь хорошее основание для насосной станции, особенно в условиях просадочных грунтов. Сечение каналов и их уклоны подлежат технико-экономическому обоснованию (подобно диаметрам напорных трубопроводов): уменьшение сечения сокращает первоначальные и ежегодные затраты по нему, но вызывает увеличение уклона и затрат на подъем воды вследствие повышения стоимости энергии. В каналах с некрепленым руслом лимитирующими моментами являются максимально допустимые скорости по условиям размыва грунтов, слагающих русло каналов, и транспортирующая способность потока в канале (заиление). Часто мероприятия, предусматриваемые для борьбы с фильтрацией (применение креплений), позволяют увеличивать допустимые скорости на размыв, что следует учитывать при технико-экономических расчетах.

Подводящие каналы в осушительных насосных станциях и насосных станциях, откачивающих сбросные и дренажные воды на оросительных системах, при благоприятных топографических условиях (балки, овраги, местные понижения и др.) следует рассчитывать с учетом аккумулирования притока для выравнивания режима работы насосных станций и установки на них однотипного оборудования.

Подводящие каналы при отсутствии в их голове водозаборных устройств обычно являются саморегулирующимися, так как уровень и форма поверхности воды в них устанавливаются самопроизвольно и зависят в каждый момент от уровня воды в водоисточнике и расхода воды, забираемого насосной станцией. При пусках и остановках насосов в каналах возникают волновые движения.

Прямым водозабором насосной станции из тупикового канала принято называть такую компоновку узла машинного водоподъема, при которой канал, питающий станцию водой, оканчивается около нее, а продольная ось здания насосной станции располагается нормально к оси этого канала. В конце подводящий канал, при подходе к станции, имеет воронкообразное расширение, обеспечивающее плавный подвод воды ко всем отверстиям водозаборных устройств. Эту расширяющуюся часть канала и принято называть аванкамерой.

Основные условия проектирования аванкамер рассмотрены в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

§ 6. КОНСТРУКЦИИ ЗДАНИЯ СТАЦИОНАРНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

«Блочный» тип здания насосной станции. В основании здания находится бетонный (армированный) блок, а в нем расположена водоподводящая труба к насосу (рис. 157, 158, 168, *а*, 169, 246, 247). Эта труба имеет либо криволинейную ось и переменное сечение от прямоугольного до круглого у входного патрубка насоса, либо прямолинейную ось и постоянное прямоугольное сечение; в последнем случае вертикальный патрубок насоса входит непосредственно в трубу (рис. 142, 174, *а*). В настоящее время форму трубы и условия сопряжения ее с входным патрубком насоса указывают в установочном чертеже насоса, поставляемого заводом-изготовителем. Форму и профили подводящих (или всасывающих) труб, так же как и отсасывающих труб гидротурбин, предварительно исследуют в гидромашинных лабораториях.

Водоподводящие трубы насосных установок с криволинейной осью и переменного сечения представляют собой трубы конфузорного типа. Они имеют небольшие гидравлические сопротивления по сравнению с диффузорными отсасывающими трубами гидротурбин и, несмотря на круто поднимающееся колено к насосу, довольно выровненный поток во входном патрубке насоса.

Обратное течение потока в трубе наблюдается лишь в некоторых случаях, в верхней части изогнутого сечения трубы. При лабораторных исследованиях трубы подбором надлежащих сечений уничтожаются отжимы и обратные течения потока. Так как насосы и подводящие трубы работают при различных режимах, то в процессе лабораторных исследований при нормальных режимах следует проверять работу трубы также для других режимов работы насосной установки. Особенно это относится к осушительным насосным станциям, в которых напоры переменные (в некоторых случаях они доходят до 0,5 ÷ ÷ 1 *м*), величина потерь и условия подвода воды могут изменить режим работы насосной установки. Размеры блока определяются длиной подводящей трубы, габаритами насоса, коммуникацией напорных трубопроводов и арматурой в насосном помещении [5], а также необходимыми условиями обслуживания агрегатов.

При установке осевых насосов типа О коммуникация трубопроводов упрощается, так как они имеют осевой отвод, а не спиральный, как у центробежных насосов В. При вертикальных насосах не следует забывать, что над насосным помещением находится электромашинный зал, размеры которого определяются габаритами электродвигателей и расстоянием между ними, расположением люков в полу машинного зала (перекрытие насосного помещения), размещением электрооборудования, габаритами крана, а при сборных конструкциях надземной части здания их стандартными размерами. Поэтому нужно увязывать размеры подземной части с размерами верхнего помещения. При этом следует учитывать размещение электрооборудования (в здании насос-

ной станции или в пристройке к нему) и необходимого для него помещения. При размещении оборудования необходимо учитывать условия безопасности проведения монтажных и ремонтных работ, а также обслуживания агрегатов.

Верхнее перекрытие насосного помещения имеет конструкцию ребристого типа (рис. 168, 169). Такая конструкция пригодна при установке небольших электродвигателей, так как перекрытие, кроме обычной нагрузки, воспринимает и вес электродвигателя, вала, рабочего колеса насоса и, наконец, реакцию от колеса. При расчете перекрытия необходимо учитывать также динамические нагрузки (возможные толчки и вибрации при работе агрегатов). Поэтому в крупных насосных станциях с вертикальными насосами фундаменты под насосный агрегат устраивают рамного типа (рис. 157), а при крупных осевых агрегатах фундамент электродвигателя может быть в виде пустотелого параллелепипеда с отверстиями для обслуживания, внутри которого размещается насос.

В бетонном массиве насосной станции часто устраивают потерны, в которых устанавливают вспомогательное оборудование, осушительные трубопроводы, дренажные канавки и др. Эти потерны в крупных станциях иногда проектируют «мокрыми», в них сбрасывают и отработавшую воду, откуда она отводится в осушительные колодцы (рис. 217). Потерны позволяют контролировать состояние бетона в основании станции, что имеет важное значение при эксплуатации.

Насосное помещение может быть разделено поперечными стенами на отдельные секции для каждого насоса, в стенах между секциями устраивают проходы. Такие перегородки ставят в станциях «шахтного» типа с большой высотой насосного помещения и при тяжелых условиях работы здания (возможность просадки основания, сейсмический район, громоздкое и тяжелое оборудование). В обычных условиях жесткость стен увеличивают устройством пилястр и распорных балок, которые служат для поддержания промежуточных направляющих подшипников при большой длине вала (с проставками), передающего вращение от двигателя насосу. Насосное помещение при небольшой его высоте может быть и без усиливающих конструкций. Любой вариант должен быть обоснован расчетом.

Верхнее помещение имеет конструкцию обычного промышленного здания, тип которого (каркасный или бескаркасный) определяется величиной крановой нагрузки, высотой стен и др. Размеры помещений (насосного и машинного) принимают по наибольшим габаритам насоса или двигателя. В тех случаях, когда машинный зал по условиям размещения оборудования получается незначительно шире или длиннее насосного (подземного) помещения (или, наоборот, уже и короче), его стены размещают на консолях, устраиваемых в виде утолщения верхней части подземных стен, чтобы не изменять размеров насосного помещения (см. рис. 171). В верхнем помещении располагается монтажная площадка, размеры которой определяются размещением в разобранном виде насоса или двигателя с учетом необходимых проходов (не менее 0,7 *м*). Обычно ширина монтажной площадки равна ширине здания, а длина ее — расстоянию между осями агрегатов. Для сообщения с насосным помещением устраивают лестницы. Полы, потолки, кровли, стены, окна и двери в верхних помещениях здания станции проектируют обычно по нормам и техническим условиям промышленных зданий (СНиП и ТУ) с учетом специфических условий работы и особенностей оборудования.

Подземную часть здания (насосное помещение) следует предохранять от возможного проникновения в нее воды. Это достигается применением гидротехнического бетона (согласно ГОСТ), который должен обладать необходимой прочностью, водонепроницаемостью (В-4,

В-6 и выше), морозостойкостью (Мрз-75 и выше), а также стойкостью при необходимости против воздействия агрессивных вод и грунта (сульфатостойкие цементы и др.).

В необходимых случаях для повышения водонепроницаемости бетона и стойкости его против агрессивного воздействия вод применяют обмазочную или оклеечную (из рулонных материалов) гидроизоляцию. Особое внимание следует обращать на конструкции, подверженные переменному увлажнению и замораживанию. Для них нужно подбирать соответствующие марки бетона. Бетонную кладку подземных частей зданий станций средней и большой производительности разбивают на блоки по условиям производства работ, температурно-усадочным условиям и условиям работы. При производстве бетонных работ оставляют штрабы для установки оборудования и трубопроводов, заделываемых после окончания монтажа бетоном (штрабной бетон). В необходимых случаях для отвода дренажных вод, поступающих из дренажа напорных трубопроводов, понижения уровня грунтовых вод у здания, а также при резких откачках в нижнем бьефе вокруг него закладывают дренаж. Подземную часть здания, находящуюся под воздействием воды, проектируют по нормам и правилам для гидротехнических сооружений (СНиП и ТУ).

При определении размеров машинного и насосного помещений следует обеспечивать следующую минимальную ширину проходов:

при двигателях низкого напряжения (до 500 *в*)	1,0 *м*
» » высокого »	1,2 »
между агрегатом и стеной в шахтных станциях	0,7 »
» » » » в других станциях	1,0 »
между фундаментами агрегатов и распределительным щитом .	1,5 »
между компрессорами	1,5 »
» подвижными частями оборудования	1,2 »
» неподвижными » »	0,7 »

Минимальная высота помещений, не оборудованных подъемными устройствами, равна 3 *м*.

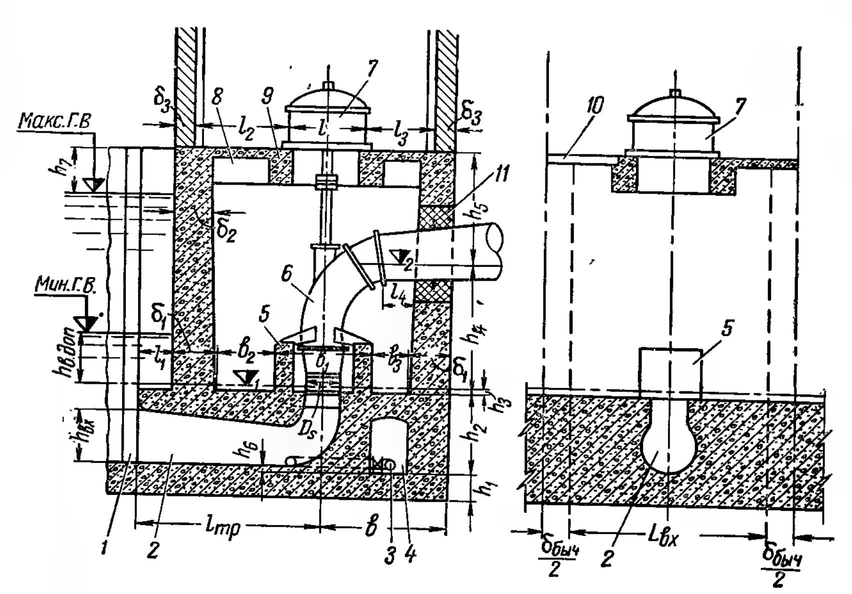


Рис. 258. Поперечный и продольный (часть — секция) разрезы насосного помещения:

1 — паз рабочего затвора; *2* — подводящая труба; *3* — осушительная труба; *4* — потерна; *5* — фундамент насоса; *6* — осевой насос; *7* — асинхронный электродвигатель; *8* — главная балка; *9* — вспомогательная балка; *10* — монтажный люк; *11* — штрабной бетон.

Расчет необходимой высоты машинного зала, оборудованного краном, дан в главе VII (рис. 212). Покажем на примере увязку технологической части для насосной станции «блочного» типа с осевыми вертикальными насосами и определение необходимых размеров насосного помещения при проектировании станции. На рисунке 258 приведены поперечный и продольный разрезы насосного помещения и части электромашинного зала. В установочном чертеже насоса даются:

1) отметка ∇_1 (ось рабочего колеса) и отметка ∇_2 отвода, то есть размеры h_3 и h_4;

2) размер b_1.

В зависимости от D — диаметра рабочего колеса по чертежу типовой подводящей трубы (рис. 259) находят: $l_{тр}$ — длину подводящей трубы; $(h_2—h_6)$ — высоту трубы; $h_{вх}$ — высоту входного сечения.

Величина b определяется по установочным чертежам электродвигателя. Остальные размеры конструктивные и определяются по нормам.

Отметку оси насоса ∇_1 находят по $h_{в.доп}$ согласно данным завода-поставщика насосов. Превышение над максимальным уровнем воды в водоисточнике следует принимать $h_7 = h_{в.н} + 0{,}5$ *м*, где $h_{в.н}$ — высота волнового нагона, но не менее 0,6—1,0 *м*. Величина h_5 зависит от величины h_7, размеров насоса, но должна обеспечивать расстояние над верхом трубопровода до балок перекрытия не менее 0,3—0,5 *м*, если это расстояние не диктуется другими соображениями. Расстояния b_2 и b_3 следует принимать соответственно около 1,2 и 0,7 *м*. Толщину стен δ_1 и δ_2 принимают в зависимости от условий работы здания: около 0,6—0,8 *м*, а иногда и более. Расстояние $l_1 = l_{тр} - \frac{b_1}{2} - b_2 - \delta_1$, но его не следует назначать при устройстве затвора на входе в подводящую трубу менее 0,15—0,2 *м*, даже удлиняя подводящую трубу при необходимости. Толщина стен машинного зала δ_3 зависит от климатических условий и материала стен. Размеры l_2 и l_3 следует принимать не менее 1,0—1,5 *м* в зависимости от величины напряжения и расположения пусковых устройств электродвигателя. Расстояние от фланцевых соединений до стены l_4 не следует принимать менее 0,3—0,4 *м*.

Рис. 259. Подводящие трубы:

а — прямоугольная; *б* — коленчатая, суженная в плане; *в* — коленчатая, уширенная в плане.

Расстояние между осями агрегатов определяется наибольшим из трех размеров: ширина подводящей трубы $L_{вх}$ плюс толщина бычка $\delta_{быч}$, либо размер двигателя (l) плюс размер монтажного люка, либо размер двигателя плюс наименьший допустимый проход между двигателями. Окончательно все размеры устанавливаются после взаимной увязки размеров насосного помещения и машинного зала. Кроме того, все размеры должны быть приведены к размерам модульной

системы СН и П, а при применении сборных конструкций увязаны с размерами последних.

На рисунке 259 приведены рекомендуемые для осевых насосов О и ОП (ГОСТ 9366—60) Всесоюзным научно-исследовательским институтом гидромашиностроения (ВИГМ) подводы воды — подводящие трубы.

Для насосов с диаметром рабочего колеса до 1 *м* рекомендуется подводящая труба прямоугольного типа (рис. 259, *а*) а для крупных насосов — подводы коленчатого типа (рис. 259, *б* и *в*). Станция с прямоугольной подводящей трубой была показана на рисунке 174, *а*.

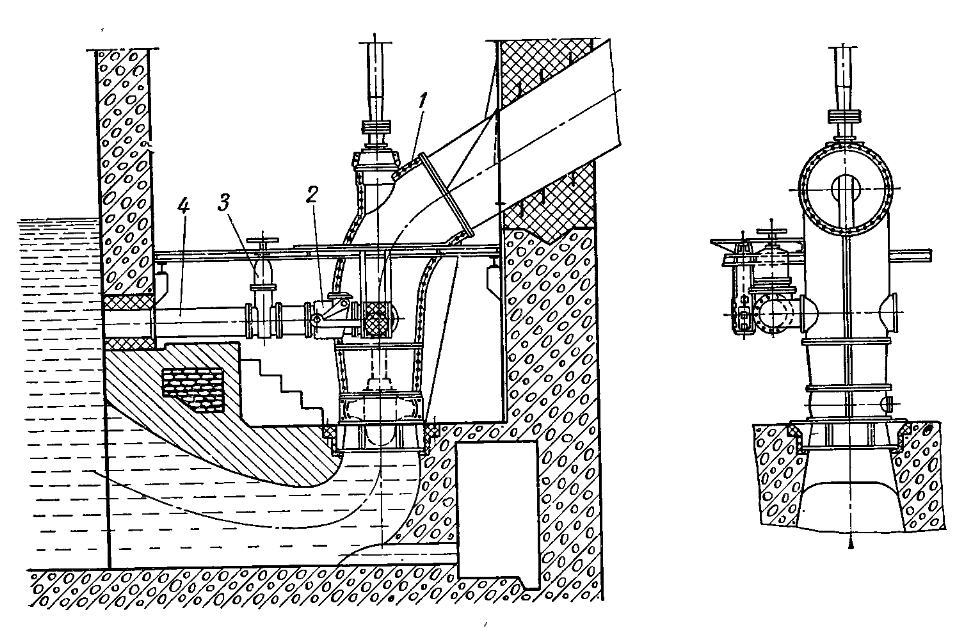


Рис. 260. Установка осевого насоса с предохранительным клапаном:

1 — осевой насос; *2* — предохранительный клапан; *3* — задвижка; *4* — сбросной трубопровод.

Насосные станции «блочного» типа с центробежными насосами типа В (рис. 169 и 246 и др.) проектируют аналогично станциям с осевыми насосами.

Технологическая часть (размещение насосов, подводящих и напорных коммуникаций с оборудованием и контрольно-измерительной аппаратурой и др.) должна обеспечивать компактность здания станции и примыкающих сооружений и удобство эксплуатации.

На рисунке 260 показана установка осевого насоса с предохранительным устройством, которое можно применять по требованию завода, поставляющего насосы; например при тяжелых условиях пуска насос типа О (лопасти рабочего колеса жестко закреплены), параллельно работающий, который пускается в работу при закрытой на напорном трубопроводе задвижке. При достижении давления более допустимого по условиям нагрузки на двигатель предохранительный клапан на сбросном устройстве открывается и часть воды сбрасывается в нижний бьеф. При достижении насосом рабочего числа оборотов и открытии напорной задвижки предохранительный клапан закрывается.

При значительной высоте шахты — насосного помещения — бывает возможно двигатель установить закрыто, расположив его в шахте, не устраивая надстройки — машинного зала. Станция такой конструкции

«шахтно-блочного» типа приводится на рисунке 261. Она служит для водоснабжения ТЭС и оборудована четырьмя осевыми насосами ОП производительностью 4,25 $м^3/сек$ и напором 15 *м* каждый. Вода из реки через затопленный оголовок по прямоугольным железобетонным трубам (имеющим смотровой аварийный колодец на затапливаемой отметке, оборудованный пазами для шандор) подводится к насосной станции. Водозаборная часть здания станции оборудована вращающейся мелкой сеткой и затвором на входе в подводящую трубу насоса. Верх станции находится на незатопляемой отметке, выше горизонта воды в реке обеспеченностью 1% и перекрыт съемными сборными железобетонными плитами. Электродвигатель установлен ниже отметки

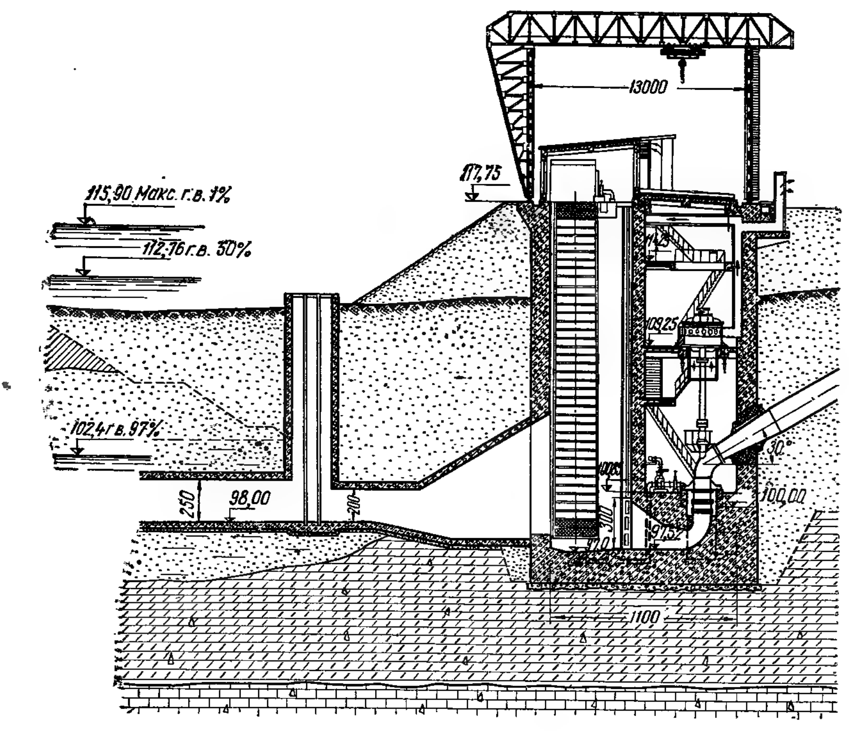


Рис. 261. Насосная станция «шахтно-блочного» типа. Электродвигатель установлен в подземной части здания (шахте).

планировки (въезда в здание), что позволяет снизить высоту машзала (рис. 142).

В последнее время на юге для уменьшения объема работ начали строить здания станций без надстроек. Этот тип зданий станций пока еще не получил широкого применения из-за необеспеченности оборудованием наружной установки, а также из-за отсутствия опыта эксплуатации подобных сооружений.

При строительстве насосных станций широко применяют сборные железобетонные элементы, что позволяет снизить капитальные затраты и сократить сроки строительства. В типовых проектах станций для подземной части зданий применяют специальные сборные элементы.

На рисунке 262 приведен поперечный разрез открытой оросительной насосной станции «блочного» типа из сборных элементов с пятью осевыми насосами напором 16,8 *м* и производительностью 6,25 $м^3/сек$

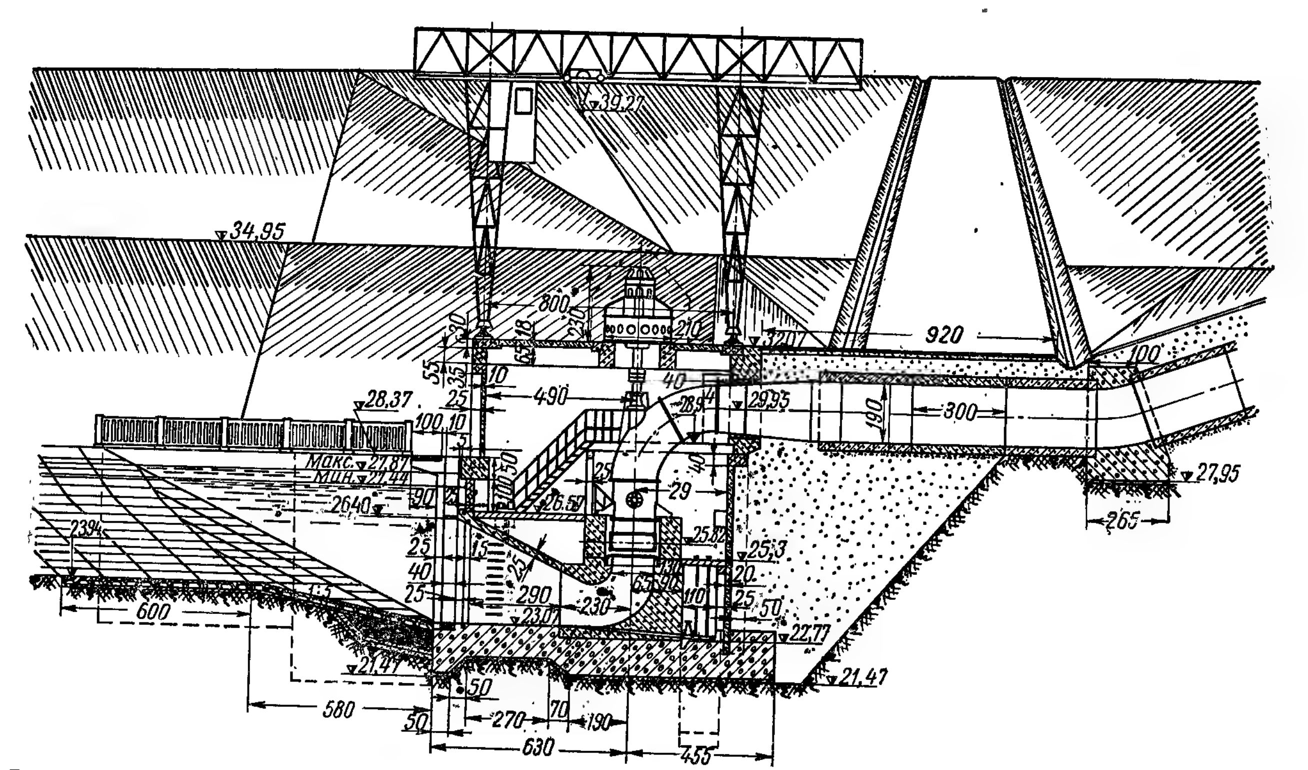
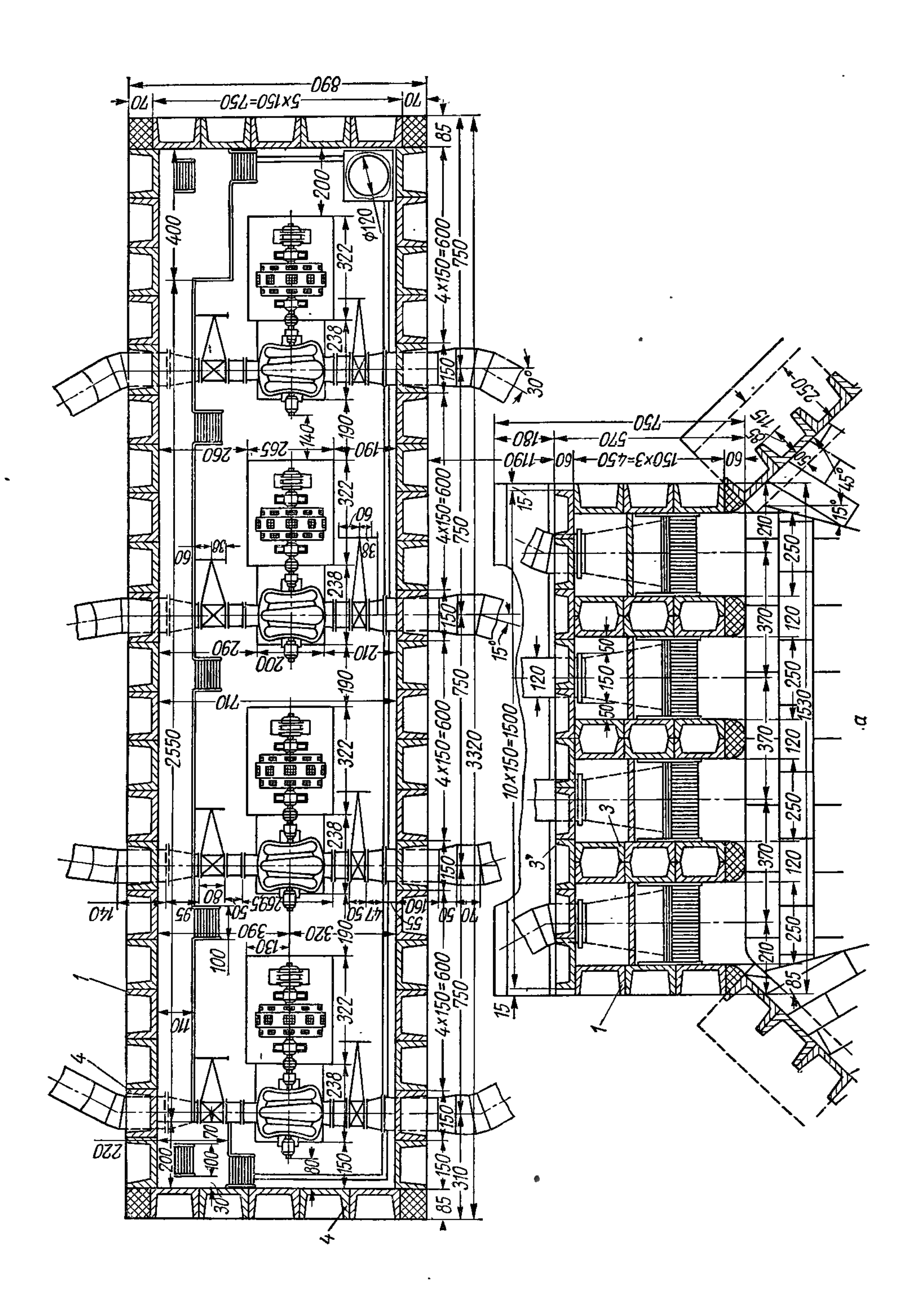


Рис. 262. Поперечный разрез открытой оросительной насосной станции блочного типа из сборных элементов.



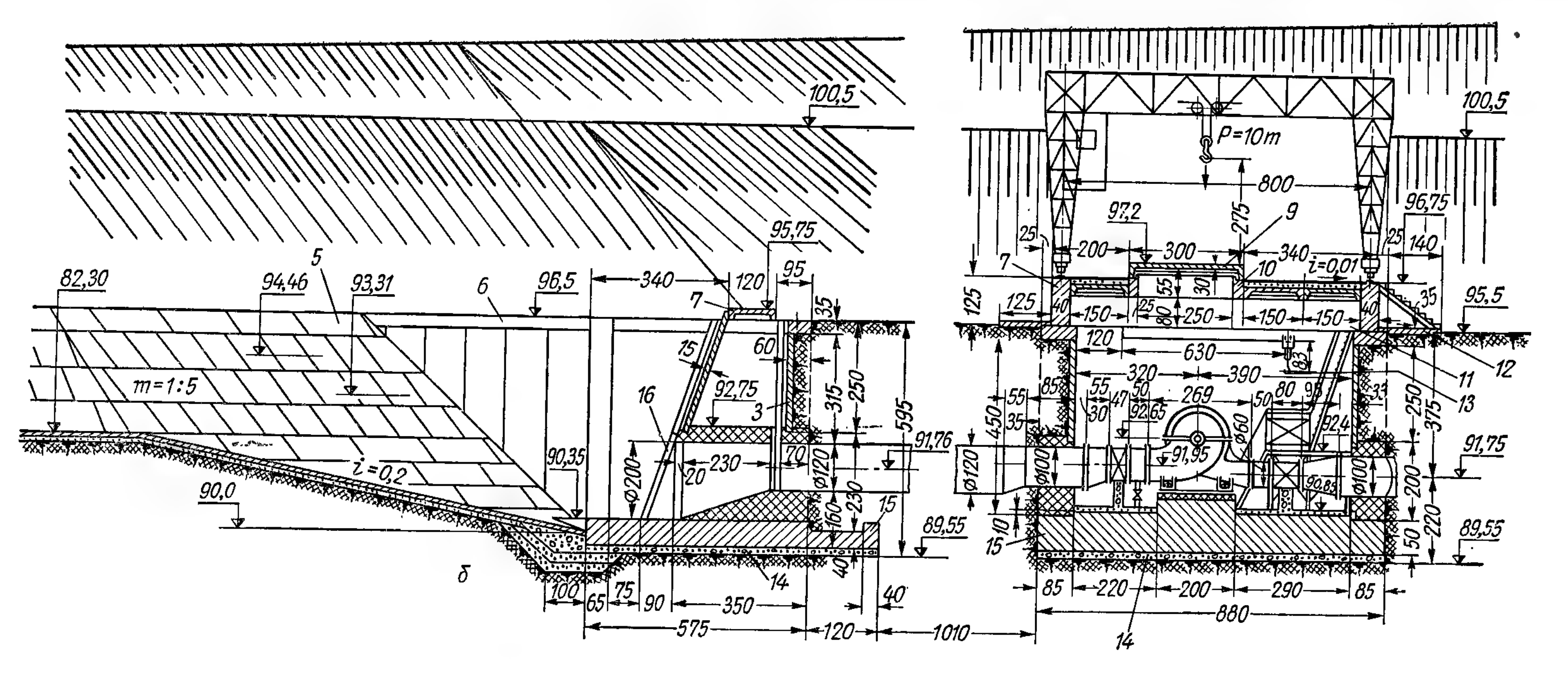
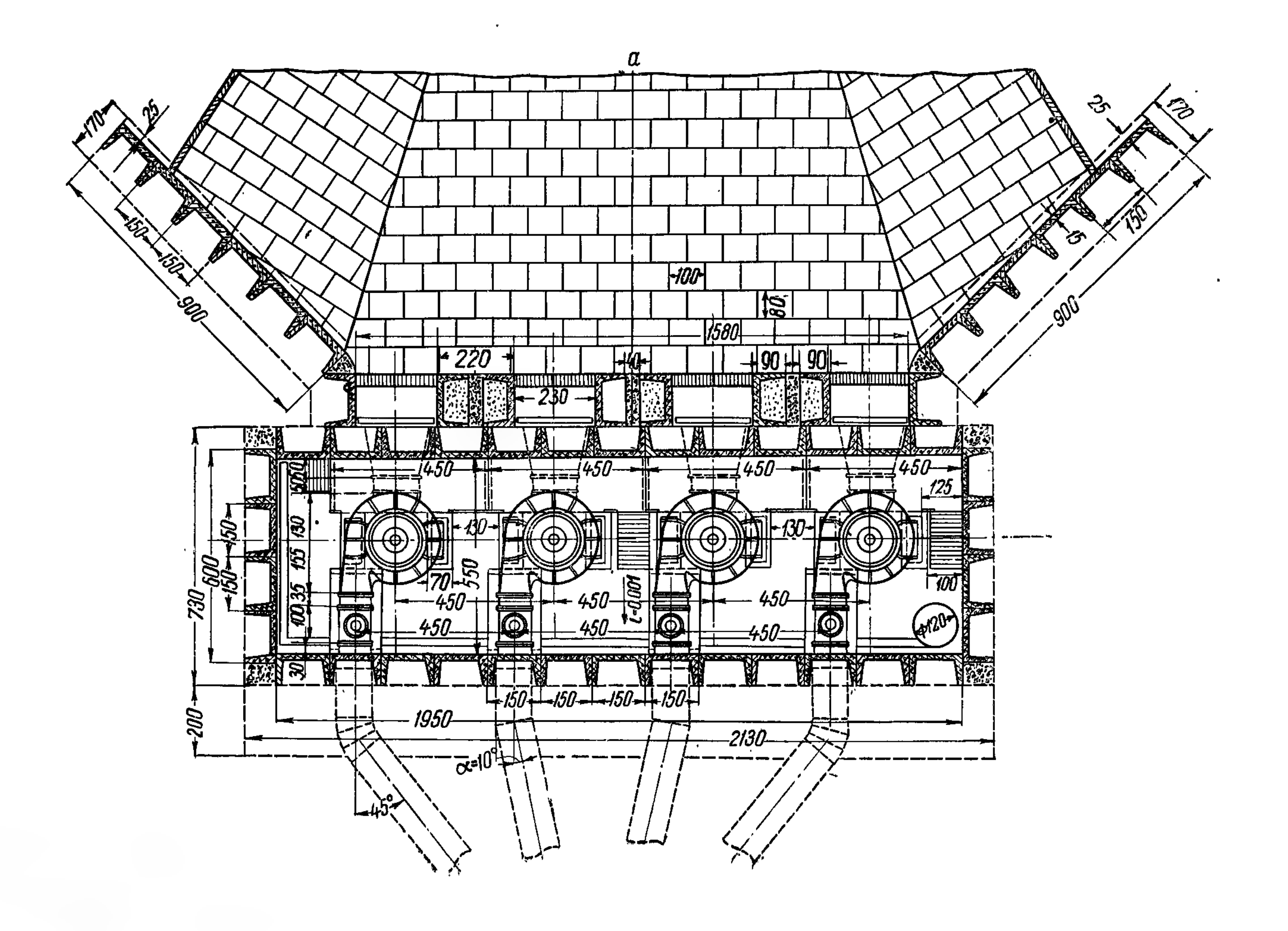


Рис. 263. План (*а*) и поперечный разрез (*б*) насосной станции камерного типа с «сухой» камерой из сборных элементов. Компоновка водозаборных устройств и здания станции раздельная. Здание без надстройки, с закрытым расположением оборудования:

1, 2, 3 — сборные железобетонные блоки швеллерного типа; *4* — бетон замоноличивания; *5* — ребристые сборные железобетонные плиты на песчано-гравийном основании (δ=5 *см*), *6, 8, 10, 11* - сборные железобетонные балки, *7, 9* — сборные железобетонные плиты; *12* — асфальтовая отмостка; *13* — тельфер; *14* — подготовка из тощего бетона (15 *см*); *15* — монолитная железобетонная плита; *16* — сороудерживающая решетка.



a
170
25
150
15
900
100
80
1580
220
40
90
230
450
125
130
550
70
100
i=0,001
Φ120
50
155
35
30
150
600
730
200
1950
2130
α=10°
45°

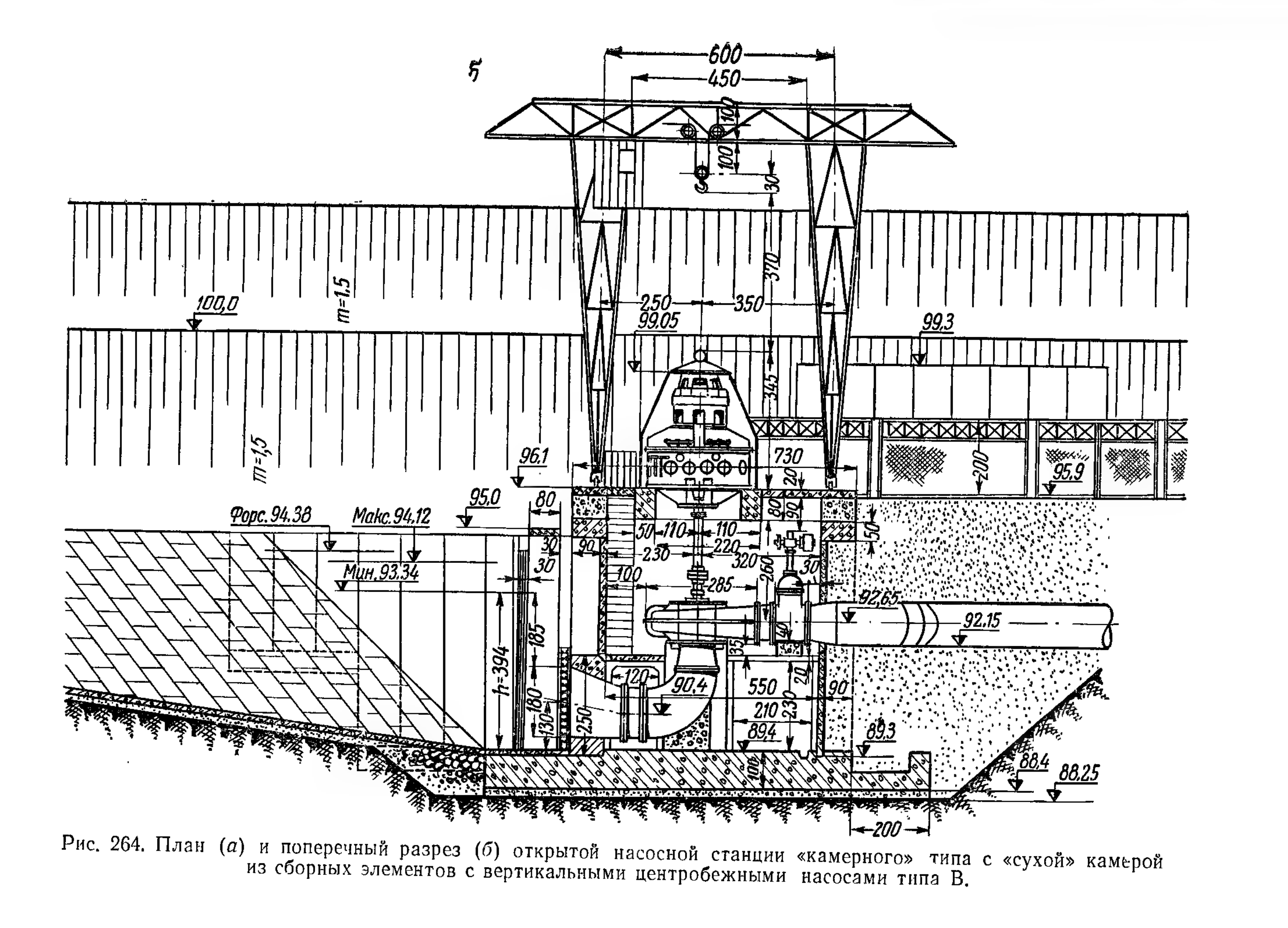


Рис. 264. План (*а*) и поперечный разрез (*б*) открытой насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных элементов с вертикальными центробежными насосами типа В.

каждый, с водозабором из канала. В монолитную железобетонную плиту основания заделываются сборные элементы стен, бычки водозабора и подводящая труба насоса. Аппаратура управления агрегатами установлена снаружи в специальных ящиках из листовой стали, а электродвигатели закрыты стальными кожухами. На защиту двигателей и вентиляцию в этих случаях, особенно в жарком климате с засоренной пылью атмосферой, следует обращать особое внимание.

«Камерный» тип здания насосной станции с «сухой» камерой. Этот тип здания насосной станции широко распространен в практике оросительных насосных станций благодаря своей универсальности в отношении установки горизонтальных и вертикальных, центробежных и осевых насосов. На рисунке 173, *г* и *ж* были показаны насосные станции с вертикальными насосами В и О.

В каталоге-справочнике «Насосы» [23] приведен установочный чертеж насоса В для «камерного» типа станции с «сухой» камерой.

Конструкции насосных помещений и электромашинного зала этого типа станций при вертикальных насосах мало чем отличаются от конструкций насосных станций «блочного» типа; в последних водоподводящая труба к насосу помещается в блоке, а в насосных станциях «камерного» типа с «сухой» камерой металлическая труба расположена на фундаменте, размещенном на плите основания насосного помещения. Высота насосного помещения в этих станциях увеличивается, но, с другой стороны, при «камерных» станциях исключается кладка бетона в блок основания.

Выбор насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой при сравнительно небольших горизонтальных насосах объясняется необходимостью располагать насосы на отметке, соответствующей допустимой высоте всасывания, и под заливом, так как этим достигается упрощение автоматизации при пуске насосов. Горизонтальные агрегаты размещаются на особом фундаменте, расположенном на плите основания камеры. Насосы и двигатели можно располагать в один ряд или в шахматном порядке. В совмещенном типе станций в первом случае увеличивается водозаборный фронт для всасывающих труб, во втором — ширина здания, а следовательно, усложняется его конструктивная часть, увеличиваются пролеты для крана и перекрытий, размеры балок и др. Принимаемое решение надо обосновывать технико-экономическими расчетами.

В насосных станциях из сборных элементов для обеспечения лучшей устойчивости зданий на сдвиг применяют раздельный тип компоновки, что позволяет выполнить станцию обсыпанной грунтом со всех сторон. Подводящие трубы в плане поворачивают, добиваясь уменьшения фронта водозабора и размеров аванкамеры.

На рисунке 263 приведены поперечный разрез и план оросительной насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных элементов, без надстройки. Оборудование (четыре центробежных насоса 24 $НД_с$ производительностью 1,7 *м³/сек* и напором 43 *м* каждый, с электродвигателями) установлено закрыто.

На рисунке 264, *а* и *б* приведены поперечный разрез и план оросительной насосной станции «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных элементов открытого типа (без надстройки) с четырьмя насосами 32В-12 ($Q_н = 1{,}7$ *м³/сек*, $H = 43$ *м*), электродвигатели защищены стальным кожухом. Электроаппаратура установлена в обеих станциях открыто в специальных железных ящиках.

На рисунке 265 приведен поперечный разрез «камерной» насосной станции с «сухой» камерой из сборных элементов без надстройки, со сдвижной крышей. Крыша при необходимости может быть сдвинута вдоль стен, за пределы станции, по рельсам, уложенным по продольным стенам, на которые она опирается, с помощью катков. Оборудова-

ние установлено закрыто. Управление станцией и здание распределительного устройства находятся в торце здания станции.

«Камерный» тип здания насосной станции с «мокрой» камерой. «Мокрой» камерой называется особое помещение, находящееся в нижней части здания станции и заполненное водой. В «мокрой» камере может помещаться вертикальный «затопленный» осевой насос (рис. 174, *в*) или всасывающие трубы каких-либо других насосов; насосы в последнем случае устанавливают на верхнем перекрытии камеры в «сухом» насосном помещении (рис. 173, *и*, рис. 174, *б*).

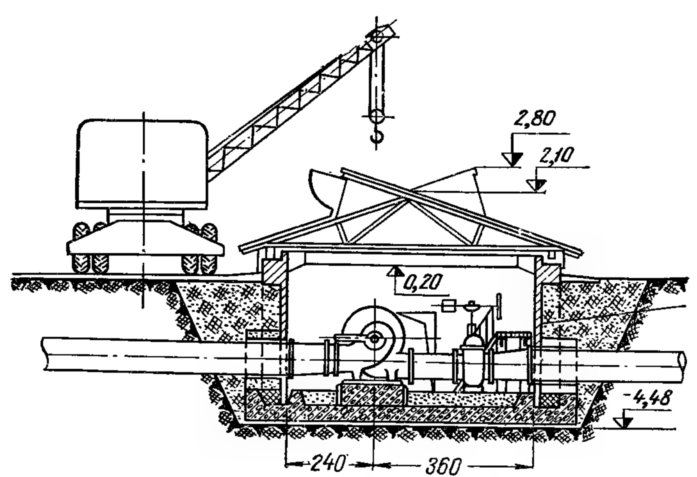


Рис. 265. Насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой из сборных элементов со сдвижной крышей.

Основные размеры «мокрой» камеры зависят от условия подвода и забора воды всасывающими трубами насосов. В водопроводной практике установлены соотношения между объемами заполнения водой приемных колодцев (камер), глубиной погружения всасывающих труб и расстоянием от начала всасывающей трубы до дна колодца (камеры). Однако для насосов большой производительности эти соотношения ведут к слишком большим размерам приемного колодца (камеры). Рациональный водозабор должен быть увязан с экономикой строительства.

При водозаборе вертикальными всасывающими трубами из приемного колодца можно положить в основу следующую гипотезу. При подходе воды к отверстию всасывающей трубы в интересах безударности входа щель, образуемая кромкой трубы и дном канала, должна иметь сечение, равное входному сечению трубы. Теоретическая высота щели h_1 должна быть равна $1/4$ $D_{вх}$. Однако, учитывая сжатие струи при входе, эту высоту практически принимают равной 0,4 $D_{вх}$, где $D_{вх}$ — диаметр входного отверстия.

Движение потока примерно такое, как изображено на рисунке 266, то есть предполагается, что входная цилиндрическая поверхность жидкости $\pi D_{вх}$ разделена на некоторое число отдельных, рядом стоящих площадок прямоугольной формы, высотой $\frac{D_{вх}}{4}$. Если принять, что токовые трубки, входящие в эти элементы площади, постепенно отклоняются (без всякого изменения поперечных сечений и скоростей) в направлении подводящего канала, то все токовые нити необходимо изогнуть по эвольвентам основного круга диаметра $D_{вх}$; при этом ширина всего потока будет $\pi D_{вх}$. Приведенная гипотеза нуждается в экспериментальной проверке.

Исследования приемных камер с забором воды пропеллерным насосом и всасывающими трубами насосов и сифонов * (рис. 267) позволяют сделать ряд выводов.

1. Во избежание завихрений и понижения горизонта воды в камере необходимо, чтобы ось приемной камеры составляла одну прямую с осью подводящего канала (при одном насосном агрегате).

Рис. 266. Схема движения потока в «мокрой» камере.

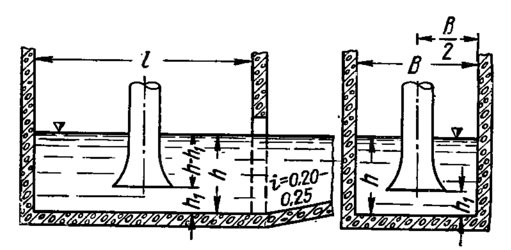


Рис. 267. Соотношение размеров «мокрой» камеры и размещение всасывающей трубы или осевого насоса в ней.

2. Отношение объема воды в приемной камере к средней секундной производительности насоса Q должно быть не меньше 15. Это отношение $k=\frac{V}{Q}$ называется секундным коэффициентом водообмена камеры.

3. Отношение h_1 к $D_{вх}$ следует принимать в пределах 0,7—0,8; необходимо иметь достаточное заглубление входного отверстия трубы под уровень. Величина $\frac{h-h_1}{D_{вх}}$ при $h_{мин}$ в камере должна быть от 0,77 до 0,6. Большая величина соответствует малым значениям $D_{вх}=300$, а меньшая— бо́льшим значениям $D_{вх}=1000$ *мм*. При установке затопленного осевого насоса заглубление горизонтальной оси колеса определяется допустимой высотой всасывания, но должно быть не менее указанных величин.

4. Отношение ширины камеры B к $D_{вх}$ следует принимать равным около 3; следовательно, $B \cong \pi D_{вх}$, что отвечает первоначальному предположению.

Возможно при необходимости (уменьшение фронта водозабора) принимать ширину камеры $B=(1,5\div 2,5)\ D_{вх}$. Это особенно важно при проектировании раздельных водозаборных устройств «незаглубленного» типа станций с вертикальными всасывающими трубами.

5. Длина камеры l определяется из условия:

$$l=\frac{V}{Bh}=\frac{kQ}{Bh}; \tag{171}$$

для $B=\pi D_{вх}$

$$l=\frac{kQ}{\pi D_{вх}h}. \tag{172}$$

6. Всасывающую трубу следует размещать по оси камеры и для улучшения водозабора устанавливать ее около задней стенки камеры (если это возможно) или от стены до трубы следует установить диафрагму толщиной около 0,1 $D_{вх}$ и высотой, равной минимальной глуби-

* Кафедра «Насосы и насосные станции» МГМИ с 1934 г. проводит специальные работы по исследованию режимов насосных агрегатов в камере, изучению воронкообразования и его влияния на работу насосов.

не воды в камере (см. рис. 174, *в*). Это устраняет интенсивное вихреобразование около трубы и позволяет ограничиться заглублением входного отверстия, указанным в п. 3. При удалении трубы насоса от задней стенки заглубление под минимальный уровень входного отверстия должно быть $2D_{вх}$, чтобы не было вихреобразования.

7. При исследовании «затопленного» вертикального осевого насоса было установлено, что наиболее рациональна полукруглая форма камеры в плане (рис. 268,*а*). Задняя стенка очерчена в плане по окружности радиуса $R=\frac{B}{2}$ или имеет форму, показанную на рисунке 268,*б*. В практике камеры такой формы не находят применения из-за сложности производства работ и поэтому обычно заменяются камерами прямоугольными*. При этом надо учитывать замечания, сделанные в пп. 1—6.

Рис. 268. Формы «мокрых» камер, которые дали при исследованиях с размещением в них осевого насоса наилучшие гидравлические показатели.

При расположении здания насосной станции на тупиковом и транзитном каналах все преимущества (из-за лучших условий водозабора) будут за насосной станцией с прямым водозабором. Если глубина канала недостаточна для соблюдения указанных выше размеров, необходимо заглублять приемную камеру по отношению ко дну подводящего канала так, как показано на рисунке 267.

Рис. 269. Влияние воздуха, попадающего в насос, на режим его работы. С увеличением $\alpha=\frac{Q_{возд}}{Q_{воды}}$ снижаются одновременно кривые H и η.

Опыты с различными по форме камерами и с различным расположением труб внутри камеры показывают, что поток, входя в камеру, имеет значительные вихревые воронки, которые всасываются трубами. В результате этого воздух попадает в насос, что снижает его производительность. На рисунке 269 приведена характеристика насоса с впуском во всасывающую трубу воздуха (по опытам Зибрехта). В зависимости от количества впускаемого в насос воздуха $\alpha=\frac{Q_{возд}}{Q_{вода}}$ построены характеристики насоса H и η при $n=\text{const}$. Приведенные (для различных значений α) характеристики

* Опыты, проведенные канд. техн. наук Т. М. Ясинецкой с конической прямоосной всасывающей трубой в лаборатории МГМИ в 1955 г., показали, что при трубе, придвинутой к задней стенке камеры, воронок не наблюдалось, а конструкция камеры, выполненная по схеме, изображенной на рисунке 268, *б*, дала минимальные потери в той же трубе.

наглядно показывают изменения режима насоса в зависимости от количества воздуха, находящегося в воде. При увеличении α кривая H снижается; одновременно снижается и кривая η. Аналогичную картину дали опыты, проведенные в лаборатории насосных установок МГМИ.

Такая же картина снижения характеристик получается при работе насоса в случае проникновения во всасывающую трубу воздуха от возникающих в камере воронок-вихрей. Для уничтожения воронок в небольших установках можно применять плавающие деревянные щиты.

Устранение образования воронок около всасывающей трубы возможно также установкой плоской диафрагмы диаметром $3D_{вх}$, расположенной на расстоянии $D_{вх}$ от входного отверстия, с заглублением последнего под минимальный уровень на величину $D_{вх}$.

Это также объясняет улучшение условий работы при установке трубы около задней стенки камеры. В этом случае наблюдается сравнительно небольшое завихрение жидкости. Вихрь располагается почти посредине камеры. Трубы не подтягивают к себе воронок, а следовательно, не засасывают воздуха. Обычно в водопроводной практике приемные колодцы и для сравнительно небольших диаметров всасывающих труб довольно значительны по объему и секундному коэффициенту водообмена k (порядка 100 и выше). Поэтому в таких колодцах вихри обычно не наблюдаются и насосы работают удовлетворительно. Но при увеличении диаметра труб и при коэффициентах водообмена порядка $15 \div 20$ около всасывающих труб появляются воронки вихрей. Исследования приемного колодца различной конфигурации в плане показали, что при $k=30 \div 35$ хорошая работа всасывающих труб наблюдается при квадратной форме колодца. Несколько хуже работа колодцев прямоугольной и круглой формы; в последнем случае производительность их при одинаковых условиях работы уменьшилась на 2,5—3% по сравнению с колодцами квадратной формы. Однако основное значение имеет не форма колодца, а объем его, заполненный водой (или k), и достаточное погружение труб под горизонт воды в колодце.

Для каждой всасывающей трубы должна быть запроектирована отдельная камера. При расположении двух или больше труб в одной камере ограниченных размеров условия водозабора из-за появления воронок ухудшаются и насос снижает производительность. Лишь в очень больших камерах (с $k>200$) всасывающие трубы насосов можно располагать на значительных расстояниях друг от друга (до 10 $D_{вх}$).

Если в «мокрой» камере помещаются только всасывающие трубы, а насосы находятся в помещении над камерой, то ее габариты следует назначать по изложенным выше условиям (пп. 1—7). В этом случае высота камеры получается меньше, чем при «затопленном» насосе. Следует учитывать возможность подтопления перекрытия верхнего насосного помещения, которое иногда допускают при вертикальных насосах и при расположении электродвигателей в специальном помещении над насосами. Перекрытие «мокрой» камеры должно быть тщательно изолировано от возможного проникновения воды в насосное помещение.

В практике на колхозных оросительных станциях часто устраивают общую «мокрую» камеру для всасывающих труб насосов. Правильнее вместо общей камеры строить отдельные и запроектировать отдельные самотечные трубы для каждой камеры. При этом улучшится работа насосов, так как не будет воронок-вихрей около всасывающих труб.

К недостаткам насосной станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом относятся:

1) наличие вихрей-воронок около всасывающих труб; в связи с этим выше был указан предел производительности насоса 1,5 *м³/сек*;

2) легкость конструкции здания насосной станции, что заставляет для предупреждения сдвига и возможности всплывания насосной станции утяжелять его;

3) неудобство монтажа и демонтажа насоса (необходимость предварительной осушки камеры, работа персонала в сыром и темном помещении);

4) трудность наблюдения за насосом, сырость в машинном зале и др.

Верхнее помещение здания насосной станции, где расположены двигатели, проектируют, исходя из тех же условий.

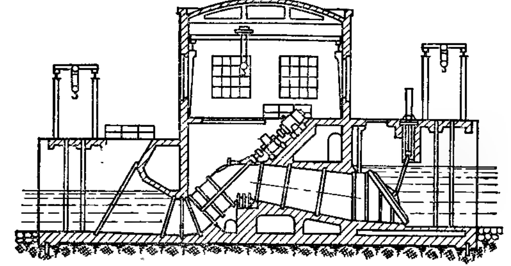


Рис. 270. Поперечный разрез насосной станции с наклонными осевыми насосами.

Неудовлетворительный водозабор «затопленного» вертикального насоса заставляет в некоторых случаях устанавливать осевые насосы наклонно. Это представляет особенно большой интерес при значительной производительности и малом напоре насоса.

На рисунке 270 приводится поперечный разрез насосной станции с наклонными осевыми насосами (Шлезвиг-Гольштейн) производительностью 7 *м³/сек* и высотой подъема воды 2,4 *м*.

На рисунке 271 дана схема установки капсульного типа осевого насоса (завод «Уралгидромаш») с колесом О5-47 ($Q=0,63$ *м³/сек*; $H=4,5$ *м*; $\eta_{опт}=0,82$; $n=730$ *об/мин*) и двигателем ($N=40$ *квт*; $u=220/380$ *в*; давление воздуха в капсуле 0,5 *кг/см²*). Агрегат имеет шарнирное соединение с напорным трубопроводом, позволяющее поднимать его для осмотра и ремонта. Такая установка насоса сильно упрощает конструкции насосных установок, так как здание отсутствует, что особенно

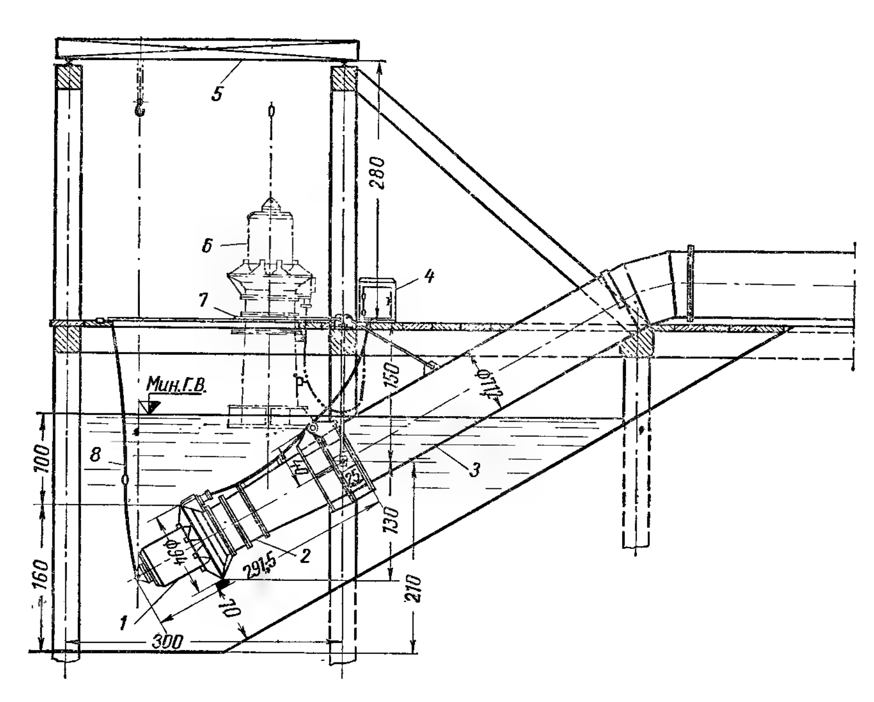


Рис. 271. Схема установки капсульного осевого насоса О5-47 с шарниром:

1 — электродвигатель; *2* — насос с колесом О5-47; *3* — напорный трубопровод; *4* — шкаф управления; *5* — кран ручной однобалочный; *6* — агрегат в поднятом вертикальном положении; *7* — трос крепления агрегата в вертикальном положении; *8* — трос для подъема агрегата.

важно для станций, работающих сезонно. Опыт эксплуатации этого оборудования (УССР) ограничен, но говорит о перспективности его *.

Насосная станция «незаглубленного» типа (рис. 163, 252). Габариты помещения определяются размерами силового, гидромеханического и вспомогательного оборудования. Конструкция стен, перекрытий, окон, дверей и т. д. не отличается от конструкции обычных промышленных зданий, включающих различное силовое оборудование. Несмотря на простую и дешевую конструкцию здания насосной станции «незаглубленного» типа, устройство ее не всегда возможно. Например, такую станцию нельзя устраивать на реке при значительных колебаниях горизонтов воды в ней. Ось насоса может оказаться на значительной глубине от земной поверхности, так как не может быть расположена выше, чем величина $h_в$ над минимальным уровнем воды в водозаборном устройстве $\left(h_в = H_{в\text{.доп}} - \frac{v_в^2}{2g} - h_{вт}\right)$. При заглублении насоса следует уже применять здание станции «шахтно-камерного» типа. С повышением производительности (расхода) насосов, как правило, увеличивается быстроходность, снижается допустимая высота всасывания, поэтому переходят к «блочно-шахтному» типу станции. Горизонтальное оборудование требует большой площади здания и при «шахтном» типе здания вызывает его удорожание, поэтому при значительных производительностях насосов и колебаниях уровней воды стремятся применять оборудование с вертикальной осью. Но, несмотря на это, там, где возможно, следует использовать всасывающую способность горизонтальных насосов и применять «незаглубленный» тип здания станции как наиболее простой.

На рисунках 163 и 252 приведены примеры «незаглубленного» типа здания станции, в первом случае с верхним строением (закрытое расположение оборудования), во втором случае без верхнего строения (открытое расположение оборудования).

Расстояние от здания насосной станции до водозаборного сооружения L (рис. 163, *б*) определяют при проектировании графическим построением. Сначала размещают оборудование насосной станции, намечают габариты здания станции и проводят оси *16* основных насосов. Далее проводят ось симметрии *14*. От оси симметрии в ту и другую сторону строят водозаборные камеры (откладывают толщину бычков и ширину водозаборных камер). Толщину бычков в зависимости от размеров размещаемых в них пазовых конструкций и размеров самих бычков обычно принимают в пределах 0,5—0,8 *м*, а размеры камер определяют, как в насосных станциях «камерного» типа с «мокрой» камерой. Диаметр $D_{вх}$ определяют по расходу насоса и скорости входа, принимаемой в пределах 1—1,2 *м/сек*. После этого проводят оси камер *15*. Потом за конусом расширения на всасывающей трубе насоса, на расстоянии 0,4—0,5 *м* от наружной грани стены здания устраивают колено для поворота всасывающей трубы. Углы поворота крайних труб принимают 30 ÷ 45°, а средних соответственно меньше, подбирая их таким образом, чтобы повороты труб у стенки водозаборного устройства были примерно на одной линии (рис. 163, *б*). Далее в направлении выбранных углов из середин колен поворота (точка C) проводят оси *18* до пересечения с осями камер (точка A). От этих точек заканчивают дальнейшие построения всасывающих труб и водозаборных камер и определяют минимально необходимое значение L. Местными условиями может быть вызвано и некоторое увеличение этого расстояния, но круче 45° повороты труб делать не следует.

---

* Ведется разработка погружных осевых насосов (Уралгидромаш) с размещением капсулы электродвигателя выше насоса, что еще более экономично, так как уменьшается глубина водозаборных камер.

Размещение здания распределительного устройства (РУ). Размеры зданий РУ определяют в зависимости от размещаемого в них оборудования, по специальным нормам. Укажем возможные места размещения здания РУ по отношению к зданию станции. При низковольтных электродвигателях распределительную аппаратуру и аппаратуру управления двигателями обычно размещают внутри здания станции. При высоковольтных электродвигателях распределительную аппаратуру, как правило, размещают в пристройках, а аппаратуру управления двигателями, автоматики и технологического контроля — в здании насосной станции.

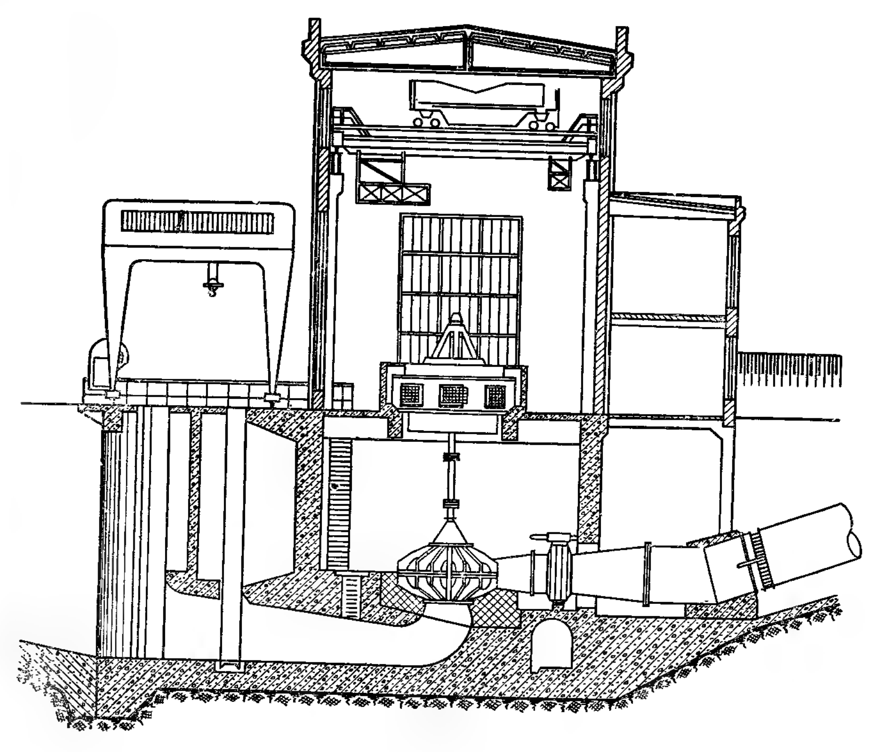


Рис. 272. Насосная станция «блочного» типа с размещением здания РУ над открыто уложенными трубопроводами.

Пристройка здания РУ может быть расположена либо в торце здания станции, либо вдоль него со стороны выхода напорных трубопроводов. Пристройку нельзя располагать над засыпанными трубопроводами, так как это вызывает осложнение эксплуатации и ремонта трубопроводов и может вызвать аварию РУ. Такое размещение РУ возможно при коллекторной схеме напорных коммуникаций, когда напорные трубопроводы отходят от станции по торцам ее, либо в надстройке над коллектором, расположенным вне здания в специальном подземном помещении (рис. 246), либо над трубопроводами, уложенными открыто у здания станции, в ограждении с боков подпорными стенами, как показано на рисунке 272. Размещение здания РУ обосновывается технико-экономическими расчетами.

§ 7. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ СУДОВ ДЛЯ ПЛАВУЧИХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Плавучая насосная станция представляет собой плавающее судно, в трюме которого устанавливают гидромеханическое энергетическое и вспомогательное оборудование.

Корпуса судов для плавучих насосных станций строят по типу несамоходных судов (барж, понтонов), так как обычно судно, укрепленное на якорях, в течение всего периода работы станции стоит около берега и лишь в неоросительный период отводится буксиром в какой-либо затон. Обводы и форму корпуса проектируют, исходя из условия наибольшего водоизмещения. Судно может быть изготовлено из различных материалов: металла, железобетона и дерева. Деревянные суда для ответственных насосных станций с длительным сроком службы не применяются.

Познакомимся с основной терминологией в судостроении. Обычная форма судна призматическая, с заостренными концами. Переднюю часть судна называют носом, заднюю — кормой. Главные измерения: длина судна L — расстояние между носом и кормой; ширина B —

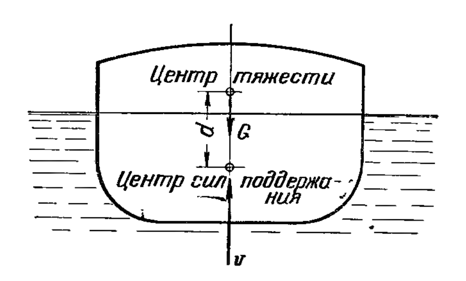


Рис. 273. Схема размещения на судне центров сил поддержания и тяжести.

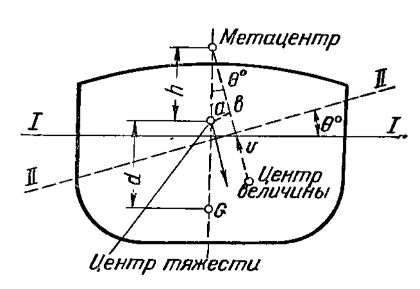


Рис. 274. Схема размещения в поперечном сечении судна основных элементов, определяющих его устойчивость при крене.

расстояние между крайними точками среднего поперечного сечения судна, называемого мидelевым сечением; высота — расстояние между днищем судна и его верхней частью (палубой).

Линия пересечения горизонта воды с поверхностью плавающего судна называется ватерлинией. Ватерлиния, отвечающая положению судна при его наибольшем погружении, называется грузовой ватерлинией. Расстояние T от днища судна до уровня ватерлинии называется осадкой судна. Водоизмещением V называется вес вытесненной судном воды. Его можно определять по формуле:

$$V = \delta LBT,$$

где δ — коэффициент водоизмещения судна; для барж $\delta = 0{,}8 \div 0{,}9$.

Площадь ватерлинии может определяться по формуле: αLB, где α — коэффициент ватерлинии (степень полноты); обычно $\alpha = 0{,}7 \div 0{,}9$.

Подъемная сила судна P (грузоподъемность) зависит от водоизмещения V судна и его собственного веса G, то есть $P = V - G$. При равновесии без груза $V = G$, а с грузом $V = P + G$.

Плавающее судно находится под действием двух сил: веса судна G и сил поддержания — давления воды V (рис. 273). При поперечном наклоне судна, называемом креном, центр равнодействующей сил поддержания, так называемый центр величины, переместится относительно судна в сторону наклона, и расположение сил будет таким, как показано на рисунке 274. Точка пересечения сил V с вертикалью называется метацентром. При таком расположении сил судно будет стремиться вернуться в первоначальное положение; при этом вращающий момент, называемый моментом остойчивости судна, определяют по формуле:

$$M_{\text{ост}} = Gh \sin \Theta,$$

$$h = \frac{I_y}{V} - d,$$

где d — расстояние между центром тяжести судна и центром давления (рис. 274);

I_y — момент инерции сечения судна относительно оси Y, которая служит линией пересечения плоскостей плавания $I—I$ и $II—II$ (рис. 274).

Если $h=0$, то и $M_{ост}=0$, а при $h<0$ $M_{ост}<0$, следовательно, при этом произойдет опрокидывание судна. Поэтому для безопасности плавания судна необходимо, чтобы метацентр был расположен выше центра тяжести. Обычно h колеблется от 0,5 до 1 *м*, но при неправильном

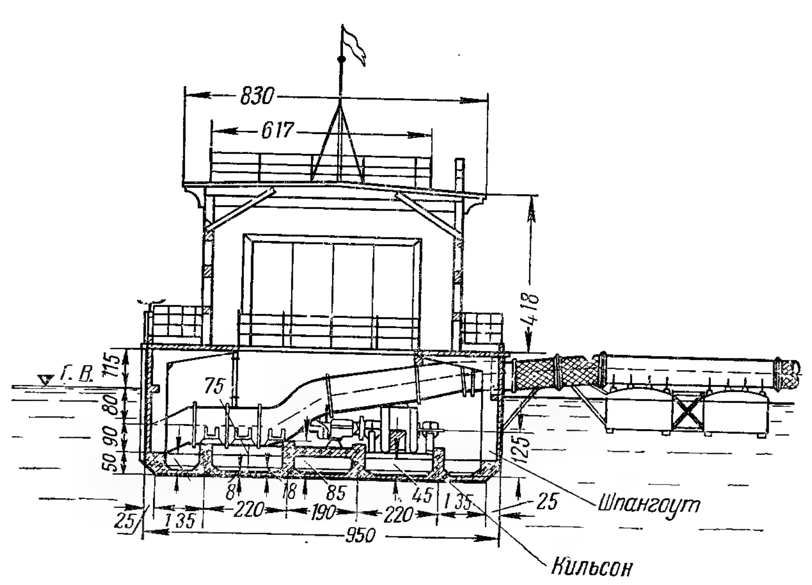


Рис. 275. Поперечный разрез плавучей насосной станции с осевым насосом (понтон железобетонный монолитный).

расположении грузов на судне h может приблизиться к нулю, что может повлечь за собой опрокидывание судна.

Кроме поперечной остойчивости, следует различать продольную остойчивость судна при продольном наклоне судна — дифференте. В этом случае положение метацентра всегда выше центра тяжести и опасность наступает лишь при авариях, когда вода зальет отдельные отсеки в трюме судна.

Вращающий момент при дифференте судна определяется по формуле:

$$M'_{ост} = Gh' \sin\Theta,$$

где $h' = \frac{I_x}{V} - d$; I_x — момент инерции площади сечения судна относительно оси X, лежащей в плоскости $I—I$ и перпендикулярной к оси Y.

При работе насосных агрегатов не следует допускать крена и дифферента судна (плавучей насосной станции) свыше 2—3°.

Конструкция судна, сочетание отдельных его деталей и их размеры должны удовлетворять условиям прочности судна.

Судно должно быть разделено на непроницаемые для воды отсеки, чтобы при повреждении наружной обшивки и проникновении внутрь воды оно могло бы оставаться некоторое время наплаву. Для разделения судна на отсеки устраивают продольные и поперечные переборки.

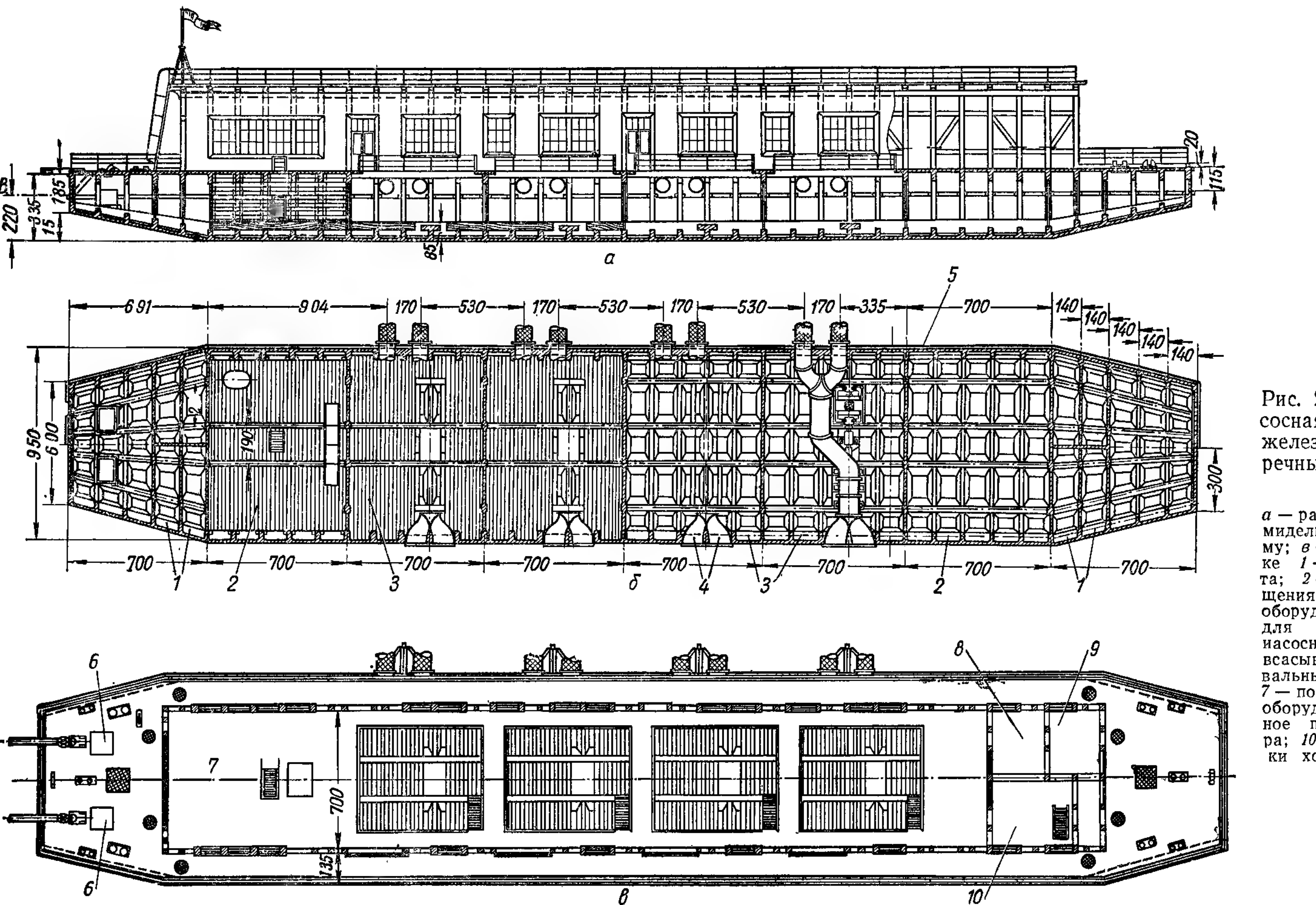


Рис. 276. Плавучая насосная станция — понтон железобетонный (поперечный разрез на рис. 275):

а — разрез по продольному миделю; *б* — разрез по трюму; *в* — разрез по надстройке *1* — секции для балласта; *2* — секция для размещения вспомогательного оборудования; *3* — секции для размещения главных насосных агрегатов; *4* — всасывающие трубы; *5* — привальный брус; *6* — лебедка; *7* — помещение для электрооборудования; *8* — служебное помещение; *9* — контора; *10* — место для установки хозяйственных насосов.

Основные расчеты и проектирование судна выполняют в соответствии с регистром Министерства речного флота.

Деревянные суда могут быть предназначены для установки обычных центробежных или пропеллерных насосов и применяться для небольших оросительных станций. Такие баржи недолговечны и требуют систематического ежегодного ремонта; эксплуатационные расходы у них довольно большие. Поэтому в практике для средних и крупных по производительности насосных станций применяют металлические и железобетонные суда.

В качестве примера железобетонных плавучих станций опишем более подробно одну из оросительных станций* (рис. 275, 276).

Плавучая насосная станция представляет собой железобетонное судно (баржу), верхняя часть которого имеет деревянную надстройку. В трюме судна установлены пропеллерные горизонтальные насосы производительностью каждый 2,5 $м^3/сек$ при среднем напоре 6,8 *м*. Электродвигатели синхронные мощностью около 330 *квт*, $n = 500$ *об/мин*. Насосных агрегатов четыре. Общие размеры судна: ширина 9,5 *м*, длина 56 *м*, осадка судна без груза 2,04 *м*, с грузом 2,2 *м*.

В плане по ватерлинии судно имеет среднюю прямоугольную часть площадью 42,18×9,5 $м^2$, а нос и корму трапецеидальной формы площадью $\frac{6+9,5}{2}$ 6,91 $м^2$.

Сечение по продольному миделю в средней части 3,35×42,18 $м^2$, а нос и корма имеют трапецеидальное сечение $\frac{1,85+3,35}{2} \cdot 6,91$ $м^2$. Палубе придан небольшой уклон 0,01 для стока атмосферных осадков. Палуба в средней части имеет свес за борт на 10 *см*, а в носовой и кормовой части — на 45 *см*.

Трюм судна по длине делится на 12 секций, из которых четыре имеют длину по 7 *м* и предназначены для размещения главных насосов и электродвигателей. Две секции длиной по 4,2 *м*, а также носовая и кормовая части трюма предназначены для помещения якорных цепей, швартовых частей, тросов и т. д. Четыре секции длиной 1,4 *м* предназначены для балласта. Кроме того, каждая из этих секций в продольном направлении по миделю разделена перегородкой. Балластом является вода, впускаемая самотеком по особым трубам. Такое устройство дает возможность выравнивать как крен, так и дифферент судна. Из последних двух секций длиной 7 *м* одна служит (к носу) помещением для трансформаторов собственных нужд станции и склада электроаппаратуры, а вторая (к корме) предназначена для пожарных насосов и склада запасных частей, обтирочного и смазочного материала. Каждая секция отделена от смежной водонепроницаемой перегородкой шириной 10 *см*, что делает судно плавучим при пробоине в какой-либо из секций. Верхняя часть судна связана с трюмом трапами; в носовой и кормовой частях в связи с устройством сплошной железобетонной палубы предусмотрены особые люки для входа с палубы в трюм. Вдоль борта расположено ограждение из газовых труб, заделанных в выступ высотой 20 *см*.

По разделяющим машинное помещение стенам предусмотрены переходные железобетонные мостики шириной 1 *м*. Такие же мостики, только шириной 0,5 *м*, устроены с обеих сторон вдоль всего машинного помещения. Служебные мостики имеют ограждение. Для закрытия всасывающих труб снаружи судна по числу отверстий устроено восемь скользящих деревянных щитов с винтовыми подъемниками. Пазовые конструкции выполнены из прокатной стали и забетонированы на ан-

---

* Проект выполнен в 1936 г. б. проектным бюро Московского института инженеров водного хозяйства (М. Ф. Флоринский, В. В. Рычагов и А. А. Третьяков).

керах в корпусе. Вход во всасывающие трубы защищен сороудерживающими решетками из металлических полос. Для предохранения пришвартовывающегося судна от ударов предусмотрены привальные деревянные брусья сечением 15×15 *см*. Они прикреплены на бортах к стрингерам сечением 15×30 *см* анкерными болтами.

Якорное и швартовое устройство состоит из двух адмиралтейских якорей на носу судна, поднимаемых на цепях лебедками. Свободные концы цепей выведены по клюзам в трюм и в ящики. Для направления цепи каждого якоря предусмотрены по одной клюзе и катбалке. Пришвартовка производится при помощи стационарных якорей, кнехт и киповых планок, которых имеется четыре комплекта. Для буксировки судна применяют трос, укрепляемый к буксирному кнехту и направляемый к последнему через осевую киповую планку.

Железобетонный корпус судна состоит из днищевых, бортовых и транцевых плит* толщиной 8 *см*. Плиты опираются на кильсоны (продольные балки) и шпангоуты (поперечные балки). Основной набор корпуса судна состоит из двух средних, двух крайних и двух бортовых кильсонов. Средние кильсоны сечением 85×30 *см* установлены на расстоянии 190 *см* между осями. Расстояния между осями двух крайних кильсонов сечением 75×30 *см* и осями средних кильсонов составляют 220 *см*. Два бортовых кильсона сечением 50×50 *см* имеют расстояние между своими осями и осями крайних кильсонов, равное 135 *см*. Различие в высоте кильсонов и в расстояниях между ними вызвано требованием, предъявляемым к размещению оборудования.

В поперечном направлении с кильсонами связаны шпангоуты. Такая система представляет разомкнутые (в насосном помещении) или замкнутые рамы. Замкнутые рамы имеют шпангоуты в днищах и бортах сечением 18×50 *см*. Такие же размеры имеют и бимсы. Разомкнутые рамы имеют полубимсы переменного сечения (от 18×50 до 18×25 *см*). Остальные элементы такие же, как в замкнутых рамах.

Сечения элементов замкнутых рам в носовой и кормовой частях судна такие же, изменяются только длины элементов. Палуба состоит из плит толщиной 8 *см*. Над насосным помещением палубы нет. Главные насосы и электродвигатели установлены на специальных балках, которые опираются на кильсоны. В левом борту, ниже ватерлинии, имеются прямоугольные вырезы, в которые заделаны всасывающие двухочковые трубы (рис. 236, *б*). С правого борта, выше ватерлинии, устроены отверстия для напорных труб (рис. 236, *а* и *б*), по два для каждого насоса. Устройство двух напорных трубопроводов от каждого насоса объясняется необходимостью иметь диаметр трубопровода не больше 800 *мм*.

Для собственных нужд станции (снабжение водой, откачка балластных камер) установлено два поршневых насоса.

Кроме того, имеется еще два противопожарных центробежных насоса. Все вспомогательное насосное оборудование приводится в действие электродвигателями. Сеть трубопроводов хозяйственной и пожарной линии расположена с левого борта.

Отапливаются только помещения для сторожа и для камер, специально устанавливаемых в зимний период над моторами. Помещения обогреваются электропечами, обеспечивающими температуру около +5°.

В настоящее время разработаны типовые проекты железобетонных плавучих насосных станций сборно-монолитной конструкции. Днище понтона монолитное, а все другие элементы сборные и состоят из трех основных типов секции набора: бортовых, переборок и трюмных и палубных. Вдоль днища расположены кильсоны, а поперек — шпангоуты.

---

* Транцевые плиты служат для верхнего перекрытия судна (рис. 276).

Бортовые секции ребристого типа — ребра являются шпангоутами; переборки также ребристого типа. Палубные и трюмные секции плоские. Надстройка деревянная. Понтон в плане имеет прямоугольную форму с вертикальными бортами и транцами.

Металлические суда для плавучих насосных станций широко применяют в Азербайджанской ССР, а также и в других местах из-за их легкости и удобства.

В настоящее время потийским и бакинским заводами освоен серийный выпуск самоходных и несамоходных плавучих насосных станций с металлическими понтонами. Железобетонные понтоны, конечно, более долговечны и требуют меньше затрат на ремонт, но менее транспортабельны, особенно если их по условиям ледохода нужно вытаскивать на берег.

§ 8. НАПОРНЫЕ ТРУБОПРОВОДЫ

Напорные трубопроводы — это гидротехнические сооружения, транспортирующие воду, находящуюся под давлением (напором), из мест с пониженными отметками в места с более высокими отметками (трубопроводы насосных станций) или из высокорасположенных мест в места с более низкими отметками (трубопроводы гидроэлектрических станций, трубопроводы систем водоснабжения из источников, имеющих командное расположение над объектом водоснабжения) и др.

Напорные трубопроводы — ответственный элемент в узле сооружений мелиоративной насосной станции, так как стоимость их иногда превышает стоимость станции с оборудованием.

Напорные трубопроводы можно классифицировать по различным признакам:

1) в зависимости от материала стенок — на железобетонные, стальные, чугунные, асбестоцементные, деревянные и из новых материалов (пластмассовые, стеклянные и др.); последние не нашли еще применения в насосных станциях;

2) в зависимости от напора, под которым работает трубопровод, — на низконапорные (напор до 2 *ати*), средненапорные (напор от 2 до 4—5 *ати*) и высоконапорные с напором более 4—5 *ати*;

3) в зависимости от способа укладки — на открытые (не засыпаемые землей) и закрытые (засыпаемые сверху землей);

4) в зависимости от назначения — на основные, резервные, переключающие, соединительные, сбросные.

В практике мелиоративных насосных станций не получили распространения деревянные и чугунные трубопроводы. Первые потому, что материал стенок их не соответствует условиям сезонной (прерывной) работы, вторые из-за тяжелого веса и большой стоимости. Внутри насосных станций, а также при монтаже асбестоцементных и железобетонных трубопроводов применяют чугунные фасонные части, однако при диаметрах, больших 500 *мм*, стремятся применять стальные сварные.

Проектирование и строительство трубопроводов ведется по соответствующим СНиП и ТУ.

Класс капитальности узла сооружений насосной станции определяется на основании СНиП II-И.3-62 и СНиП II-3-62, в соответствии с чем и устанавливаются расчетные условия и нормы проектирования и строительства трубопроводов.

Излагаемые ниже общие условия и рекомендации применимы для наружных напорных трубопроводов внутренним диаметром от 300 до 5000 *мм*. Стенки напорных трубопроводов могут быть стальными, асбестоцементными и железобетонными (сборными или монолитными).

Материал, диаметр и число ниток напорного трубопровода выбирают на основании технико-экономических расчетов, с учетом местных условий строительства, назначения и капитальности сооружения. Если трубопровод выполнен смешанным (на нижних участках с большим напором — стальным, а на верхних с меньшим напором — железобетонным) или если напорный трубопровод имеет значительную длину и значительный напор, то его следует разбить на участки (в зависимости от материала труб и толщины стенок) и для каждого участка выбрать экономический диаметр с учетом усложнения производства работ. За расчетный напор на каждом участке трубопровода принимают гидростатический напор, отнесенный к оси трубопровода в самой нижней точке этого участка, плюс гидравлические сопротивления во всей вышерасположенной части трубопровода и плюс величина повышения напора при гидравлическом ударе.

В настоящее время на основании данных практики и выполненных расчетов можно рекомендовать для мелиоративных насосных станций следующие приближенные пределы применения трубопроводов из различных материалов.

1. Асбестоцементные трубопроводы — на максимальное внутреннее рабочее давление до 12 *ати.* При этом максимальный диаметр труб $D_у = 500$ *мм.*

2. Железобетонные монолитные трубопроводы, выполняемые на месте укладки, — при диаметрах более 1,5 *м* и рабочем давлении до 4—5 *ати.*

3. Железобетонные сборные, предварительно напряженные (без стального цилиндра) трубопроводы — при диаметрах от 0,6 *м* до 1,5 *м* и рабочем давлении до 10 *ати.* При рабочем давлении до 20 *ати* такие трубы уже применяли, но со стальным цилиндром. Есть данные об изготовлении таких труб на давление 30 *ати* и более. Диаметр и длина труб ограничиваются грузоподъемностью транспортных и укладочных средств.

4. Стальные трубы — при диаметрах более 1,5 *м* и давлении более 10 *ати.* Стальные трубопроводы практически могут быть осуществлены любого диаметра, на любое давление. Есть примеры выполненных трубопроводов на давление более 150 *ати.*

Число ниток напорных трубопроводов при длине трассы их (расстояние от насосной станции до водовыпуска) до 100 *м* рекомендуется принимать равным числу насосных агрегатов. При длине трассы более 300 *м* трубопроводы объединяют, то есть число трубопроводов принимают меньше числа насосных агрегатов. При длине трассы трубопроводов от 100 до 300 *м* объединение трубопроводов следует обосновывать расчетом. В насосных станциях средней и большой производительности для обеспечения бесперебойной работы рекомендуется прокладывать не менее двух ниток напорных трубопроводов. Устройство большего количества трубопроводов должно быть обосновано технико-экономическим расчетом. На насосных станциях средней производительности при трех агрегатах и расходе станции до 2—3 *м³/сек* можно допускать одну нитку напорного трубопровода. На насосной станции малой производительности с числом насосов не более трех рекомендуется устраивать одну нитку напорного трубопровода. На один трубопровод не следует подключать более трех насосов.

В мелиоративных насосных станциях переключений (перемычек) на напорных трубопроводах не устраивают, необходимость их установки подлежит обоснованию; такие переключения следует предусматривать только на насосных станциях для водоснабжения.

Трубопроводы, идущие от плавучих насосных станций до береговых трубопроводов, называются соединительными; количество их для насосных станций средней и большой производительности принимается

равным числу насосных агрегатов, а для малых насосных станций, когда производительность одного насоса менее 0,25—0,3 $м^3/сек$, следует рассмотреть вариант с уменьшенным числом соединительных водоводов против числа насосов.

При установлении величины внутреннего диаметра трубопроводов ($D_у$ — условного диаметра) следует придерживаться следующих значений: 300, 350, 400, 450, 500 *мм* и далее через 100 *мм* до диаметра 3000 *мм*; размеры диаметров до 5000 *мм* чередуются через 200 *мм*.

Расстояние между отдельными нитками напорных трубопроводов, особенно при больших их диаметрах (более 1 *м*) и большой длине (более 500—600 *м*), следует устанавливать с учетом значения станции, гидрогеологических условий трассы и возможности при аварии с одним трубопроводом подмыва других трубопроводов. При плохих геологических условиях (легко размываемые грунты) и ответственной станции (не допускается перерыв водоподачи) трубопроводы следует укладывать в отдельных траншеях на расстояниях, исключающих подмывы соседних трубопроводов при авариях, уменьшая эти расстояния у водовыпуска и насосной станции.

Напорный трубопровод следует укладывать с непрерывным подъемом к водовыпуску. Если топографические условия не позволяют этого, то допускается на некоторых участках трассы укладка трубопровода с обратным уклоном. В точках местных повышений устанавливают приборы для выпуска и впуска воздуха. Выпуск воздуха необходим в случае скопления его при малых скоростях движения воды, а впуск — при опорожнении трубопровода. В пониженных местах предусматривают выпуски воды для опорожнения трубопровода и промывок.

Выбор трассы и техническое оснащение напорных трубопроводов определяются местными условиями и условиями производства работ. В общем случае необходимо обеспечить:

а) минимальную длину трассы трубопроводов;

б) доступность для производства работ и возможность максимальной их механизации;

в) благоприятные гидрогеологические и геологические условия;

г) минимальное число поворотов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

д) прочность, устойчивость и герметичность трубопроводов;

е) защиту от размыва ливневыми водами трубопровода, удобство защиты станции от размыва при аварии с трубопроводами;

ж) возможность свободного опорожнения трубопроводов от воды и воздуха при испытаниях и на время осмотров и ремонтов.

Заложение (уклон) трубопроводов, укладываемых без анкерных опор, не должно быть больше угла естественного откоса грунта основания. Его можно определить из формулы:

$$m = \frac{f}{k}.$$

При этом должно быть обеспечено условие:

$$m = \operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \varphi,$$

где m — заложение основания трубопровода (по тангенсу угла заложения α);

f — коэффициент трения материала трубы или опоры по грунту основания, смоченному водой;

k — коэффициент запаса устойчивости на скольжение;

α — угол заложения основания трубопровода к горизонту в градусах;

φ — угол внутреннего трения грунта основания трубопровода.

Заложение трубопровода круче 1 : 3 выполнять не рекомендуется.

Стальные трубопроводы с анкерными опорами можно укладывать с любым углом заложения, если их устойчивость обеспечена опорами.

В особых случаях (предельно максимальный угол заложения трассы, неоднородные слабые грунты, предполагаемые изменения гидрогеологических условий) следует проверять общую устойчивость откоса, на котором укладываются трубопроводы.

Следует избегать прокладки трубопроводов на просадочных грунтах и склонах с оползневыми явлениями. При неизбежности укладки трубопроводов на просадочных грунтах нужно иметь в виду следующее:

а) перед укладкой трубопроводов необходимы мероприятия (замочка, механическое уплотнение, замена грунта и др.), исключающие интенсивные осадки трубопроводов после укладки. Выбор мероприятий должен быть обоснован исследованиями и расчетами;

б) для трубопроводов следует применять стальные, сборные железобетонные и асбестоцементные трубы;

в) опоры и конструкция стальных трубопроводов должны обеспечить легкое изменение положения трубопровода и подбетонировку опор;

г) положение асбестоцементных и сборных железобетонных трубопроводов нужно выправить подбивкой грунта под них;

д) трубопроводы следует засыпать после окончания основных просадок, но не ранее чем через год;

е) до засыпки необходимо вести тщательные наблюдения за трубопроводом и немедленно принимать меры по исправлению замеченных дефектов.

При выборе способа укладки трубопроводов придерживаются следующих соображений. Железобетонные сборные и монолитные, а также асбестоцементные трубопроводы рекомендуется устраивать засыпными. Стальные трубопроводы диаметром до 3 *м* следует устраивать неразрезными и засыпными. При диаметре более 3 *м* можно применять открытые трубопроводы разрезной конструкции на анкерных и промежуточных опорах. Незасыпанные трубопроводы затрудняют использование мелиорируемых земель, особенно при больших длинах их. Трубопроводы, работающие круглый год, следует укладывать ниже глубины промерзания. При открытой укладке трубопроводов и недостаточной глубине заложения их выполняют расчет на возможность образования льда на внутренних стенках и в необходимых случаях предусматривают утепление стенок.

Засыпаемые трубы укладывают в траншеях на естественное грунтовое основание ненарушенной структуры, спланированное до проектной отметки. При необходимости основание уплотняют.

Ни в коем случае нельзя укладывать трубы на камни или деревянные, кирпичные и другие прокладки. Специальные сплошные бетонные основания или отдельные тумбы устраивают в исключительных случаях. При скальном основании трубопровод укладывают на выравнивающий слой из песка или местного мягкого грунта толщиной не менее 15 *см*, не содержащего крупных включений. В случае залегания на дне траншей валунов и камней, которые невозможно удалить, основание также выравнивают. При водоотливе из траншей нельзя допускать нарушения естественной структуры грунта основания, размыва прилегающей поверхности и сооружений, расположенных вблизи трассы трубопровода.

Раструбные и фальцевые трубы следует укладывать снизу вверх по уклону раструбами вперед по ходу укладки. Гладкий конец трубы вставляют в раструб уже уложенной трубы. При укладке труб необходимо соблюдать прямолинейность в горизонтальном и вертикальном направлении при помощи шнура и визирок. В местах изгибов трубопроводов в горизонтальной и вертикальной плоскостях должны быть предусмотрены анкерные опоры, которые следует выполнять после окончания монтажа трубопровода. При монтаже трубопровода и за-

делке стыков укладываемые в траншеи трубы в средней части закрепляют подсыпкой на высоту не менее 0,5 диаметра с тщательной послойной трамбовкой подсыпки.

Раструбные трубы и соединяемые на муфтах стыкуют с зазором, оставляя равномерное кольцевое пространство для обеспечения температурных деформаций и деформаций прогиба. Резиновые уплотнительные кольца в раструбных и муфтовых соединениях напорных трубопроводов должны быть обжаты в радиальном направлении в пределах 40—60% первоначального их диаметра. Раструбы и муфты можно заделывать смоляной или битуминированной прядью и асбестоцементной смесью с зачеканкой.

При уплотнении стыков резиновыми кольцами замок устраивают путем заливки щели (раструбной и муфтовой) цементно-песчаным раствором.

Траншеи должны быть вырыты без нарушения естественной структуры грунта в основании. Подчистку дна траншей до проектных отметок, а также приямки для стыковых соединений выполняют непосредственно перед укладкой трубопроводов.

Фасонные части и задвижки устанавливают одновременно с укладкой труб, а предохранительные клапаны, вантузы и другую арматуру — после окончательного испытания трубопровода.

При установке фланцевых фасонных частей и задвижек нельзя создавать растягивающие напряжения в материале. Смежное с фланцем соединение (муфта, раструб, сварной стык) выполняют после равномерной и полной затяжки всех болтов на фланце. Материалом прокладок во фланцевых соединениях может быть паранит или фибра толщиной не более 3 *мм* и резина толщиной 3—5 *мм*. Фланцевые соединения не должны иметь перекосов. Устранение перекосов скошенными прокладками не допускается.

Фланцевые соединения для засыпаемых трубопроводов применять не рекомендуется, но если их избежать нельзя, должна быть обеспечена антикоррозийная защита болтов. Перед укладкой трубы и фасонные части тщательно осматривают и отбраковывают, очищают от грязи и окалины.

На участках земли, используемых для нужд сельского хозяйства и для проезда автотранспорта, строительных и сельскохозяйственных машин минимальную величину засыпки над верхом трубопровода принимают равной 0,8 *м*, а на землях, не используемых для перечисленных целей, — 0,5 *м*.

Подземные трубопроводы должны иметь защиту от почвенной коррозии.

На основании проведенных полевых исследований и выявленной степени агрессивности грунтовых условий устанавливается тип противокоррозийной изоляции: нормальная, усиленная и весьма усиленная.

Внутреннюю поверхность труб при агрессивности воды, наличии истирающих наносов и взвесей защищают соответствующими битумными и другими покрытиями.

Для защиты от коррозии надземные участки трубопроводов покрывают атмосферными лакокрасочными материалами. Для металлических трубопроводов применяют защиту от коррозии блуждающими токами. В условиях мелиоративных насосных станций прибегать к такой защите, как правило, не приходится, так как места укладки трубопроводов обычно удалены от источников возникновения блуждающих токов (трамвай, электрические железные дороги и др.).

Переход напорных трубопроводов от меньшего диаметра к большему рекомендуется осуществлять с помощью диффузора длиной $L=6—7(D_2—D_1)$, где D_2 и D_1 — внутренние диаметры сопрягаемых трубопроводов. Переход следует выполнять из металла или железобетона.

Монолитный железобетонный засыпанный трубопровод со стальным открытым следует соединять при помощи анкерной опоры и гибкого стыка. Сборные предварительно напряженные засыпанные трубы с засыпанным стальным трубопроводом стыкуются гибкими муфтами с резиновыми кольцами.

Вдоль трубопровода следует устраивать трубчатый или каменный дренаж для организованного отвода фильтрационных вод. Отвод ливневых вод, поступающих с участка трассы трубопровода, при открытой укладке трубопроводов может быть совмещен с отводом фильтрационных вод, а при закрытой укладке трубопроводов может быть выполнен самостоятельно.

Проектирование и прокладку напорных трубопроводов в районах, подверженных сейсмическим воздействиям, выполняют в соответствии со СНиП II-А.12-62. Наиболее благоприятными в сейсмическом отношении грунтами являются невыветренные скальные и полускальные породы, а также плотные и маловлажные крупноблочные породы, неблагоприятными — насыщенные водой гравийные, песчаные и глинистые (макропористые), а также пластичные, текучие глинистые (немакропористые) грунты. К неблагоприятным условиям следует также отнести следующее: сильно расчлененный рельеф трассы (обрывистые берега, овраги и др.); выветренность и нарушенность слагающих пород физико-геологическими процессами; близкое расположение тектонических разрывов, насыпные грунты и участки с оползневыми явлениями, горными выработками, опасные в отношении карстовых явлений, осыпей, обвалов и селевых потоков.

При неблагоприятных сейсмических условиях следует отдавать предпочтение сооружениям с меньшим напором или прибегать к зонированию водоподачи.

В сейсмических районах можно применять обычные трубопроводы, но при сейсмичности 8 и 9 баллов необходимо помнить следующее.

1. Асбестоцементные трубопроводы допускается применять при рабочем давлении до 6 *ати*, при этом марку их следует повышать на один разряд, чем в обычных условиях.

В станции ответственного назначения, когда невозможно допустить перерыва в работе ее, применяют стальные или железобетонные трубопроводы.

Асбестоцементные трубопроводы следует соединять между собой и с фасонными частями гибкими стыковыми соединениями с резиновыми уплотнениями.

2. При рабочем давлении 6 *ати* и более применяют железобетонные и стальные трубопроводы. Железобетонные трубопроводы должны быть армированы спиральной предварительно напряженной арматурой и, кроме того, иметь стальной цилиндр или продольную предварительно напряженную арматуру. Стыковые соединения железобетонных трубопроводов должны быть гибкими, допускающими осевые и угловые перемещения.

Стыковые соединения стальных труб следует выполнять сварными или гибкими с резиновым уплотнением. При сейсмичности 9 баллов сварные стыки ответственных трубопроводов рекомендуется усиливать накладными муфтами на сварке. Глубина заложения трубопроводов в скальных грунтах не нормируется. В остальных грунтах при сейсмичности 8 и 9 баллов глубина заложения до верха стальных трубопроводов должна быть не менее 0,8 *м*, для железобетонных — не менее 1 *м*. Трубопроводы в сейсмических районах рекомендуется укладывать в самостоятельных траншеях и присоединение их к водовыпускам и зданиям станций делать гибким.

В отдельных случаях (ответственность станции, подача воды на нужды водоснабжения и др.) при сейсмичности 8 и 9 баллов трубопро-

воды следует проектировать, как правило, в две нитки и с перемычками, связывающими их между собой.

Напорные трубопроводы должны быть испытаны на прочность и плотность внутренним давлением. Подземные напорные трубопроводы, укладываемые в траншеях, испытывают два раза:

а) предварительно (на прочность) испытательным давлением на каждом участке до засыпки и установки арматуры;

б) окончательно (на плотность) после засыпки и окончания всех работ на данном участке трубопровода.

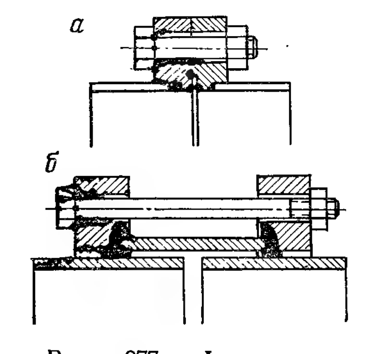


Рис. 277. Фланцевые соединения стальных трубопроводов:

а — жесткое; *б* — гибкое.

Для возможности осмотра и выполнения ремонтных и других эксплуатационных работ внутри трубопроводов на них через каждые 200 *м* предусматривают смотровые герметически закрываемые люки.

Стальные трубопроводы большой длины рационально прокладывать в траншеях с засыпкой их землей. Это особенно важно для эксплуатации земель, которые используются в хозяйственных целях. Трубопроводы диаметром 3 *м* и более являются уникальными сооружениями, и способ их укладки должен быть рассмотрен с технической и экономической сторон с учетом гидрогеологических условий трассы, включая и вопросы агрессивности вод, сейсмичности района, назначения станции, степени ее надежности и др.

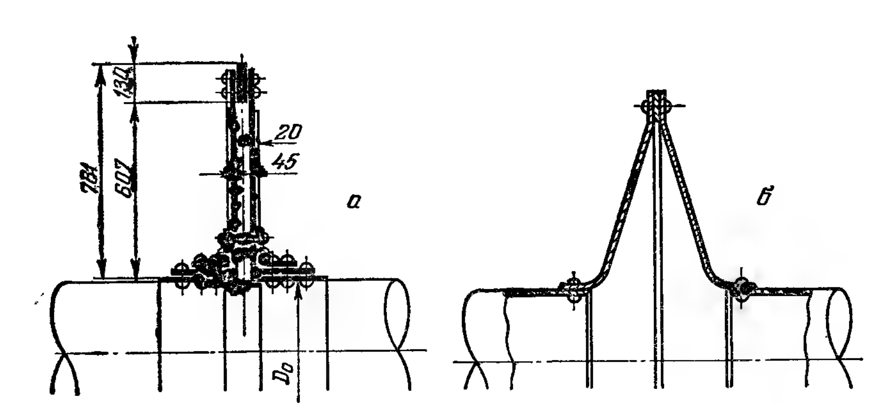


Рис. 278. Компенсаторы:

а — тарельчатый; *б* — линзовый.

Поворот оси трассы можно осуществлять переходными вставками с углами излома до 15—22,5° таким образом, чтобы ось трубы вписывалась в кривую с радиусом не менее $2D_у$.

На рисунке 277 показаны жесткое и гибкое фланцевые соединения трубопроводов с резиновым уплотнением.

На рисунке 210 была приведена одна из конструкций сальникового компенсатора, а на рисунке 278 дан тарельчатый и линзообразный компенсаторы. Компенсаторы обеспечивают возможность продольных и поперечных перемещений трубопроводов в результате ожидаемых деформаций, размеры которых определяются расчетами. При малых напорах и больших диаметрах трубопроводов применяются тарельчатые и линзообразные, а при больших напорах — сальниковые компенсаторы.

На рисунке 279 представлена анкерная опора закрытого типа (глухая), устанавливаемая в местах изменения направления оси трубопровода. Опоры могут быть и открытого типа, когда трубопровод не полностью заделывается в бетон опоры; их обычно применяют при открытой укладке трубопровода.

На прямых участках незасыпанных трубопроводов также устраиваются анкерные закрытые (глухие) опоры, расстояния между которыми определяются расчетом и обычно для диаметров трубопроводов $D_у = 1 \div 3$ *м* составляют 120—150 *м*, а иногда и больше.

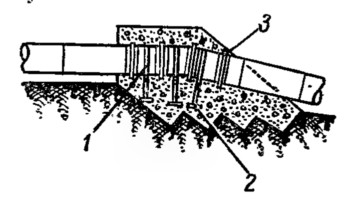


Рис. 279. Анкерная опора закрытого типа (глухая):

1 — хомут; *2* — анкер; *3* — угольник.

Анкерные опоры воспринимают на прямых участках осевые усилия, образующиеся в результате воздействия на трубопровод температуры, трения воды о стенки трубопровода, гидростатического и гидродинамического воздействия воды в местах изменения сечения трубопровода и веса трубы, а на поворотах оси трубопровода еще и центробежных сил, а также сил гидростатического давления.

Открытые стальные трубопроводы наиболее часто укладывают разрезными, то есть на участке между двумя анкерными опорами около одной из них устраивают компенсатор, а в другой он заанкеривается (неподвижная заделка). При такой укладке трубопровод получается статически определимым. Когда компенсатор расположен около верхней опоры, трубопроводы называют иногда стоячими, а когда компенсатор расположен у нижней опоры — висячими.

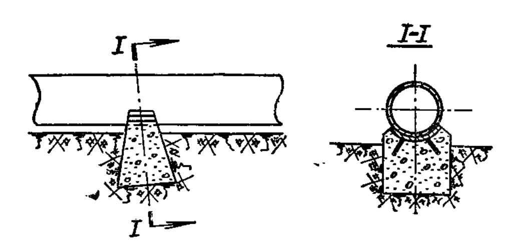


Рис. 280. Седловая опора.

На участках между анкерными опорами устраивают промежуточные, которые воспринимают поперечные силы, действующие на трубопровод, и силы трения, возникающие при температурных перемещениях его. Наиболее простой промежуточной опорой является седловая (рис. 280), которая охватывает трубопровод по дуге 90—120°. Уменьшение трения достигается подкладкой металлического листа. Существенные недостатки седловых опор: образование местных напряжений в оболочке в месте касания и значительные силы трения. При скольжении трубопровода по опоре стирается окраска и ржавеют трубопровод и прокладки. Поэтому применение седловых опор ограничивается малым диаметром трубопроводов ($D_у < 1000$ *мм*).

При больших диаметрах устраивают качающиеся и катковые опоры с применением жестких опорных колец, охватывающих трубопровод. Жесткие опорные кольца придают большую жесткость трубопроводу и позволяют увеличить расстояние между опорами, то есть уменьшить число последних. Трубопровод через жесткие опорные кольца с помощью гибких стоек или катков опирается двумя точками на бетонную или железобетонную опору. На рисунке 281 приведена конструкция катковой опоры, а на рисунке 282 — качающейся. Расстояние между промежуточными опорами трубопровода определяют расчетом, принимая его за неразрезную многопролетную балку, с учетом конструкции опирания трубопровода на опору. Расстояние между промежуточными опорами зависит от конструкции опор и трубопровода, размеров трубопровода и колеблется в пределах 4—7 диаметров его.

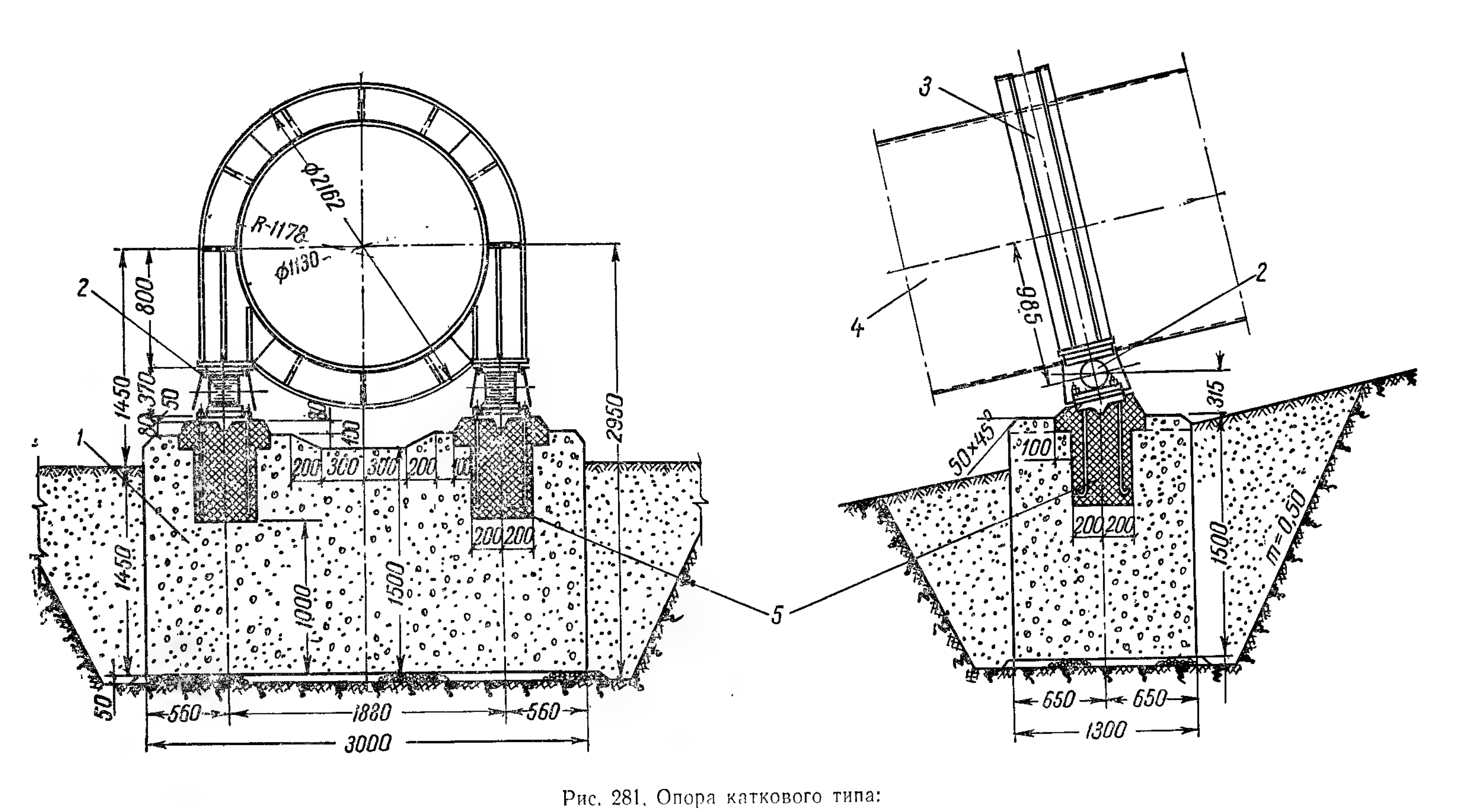


Рис. 281. Опора каткового типа:

1 — опора из бетона М-100, *2* — катковая опора ⌀ 250 *мм*; *3* — опорное кольцо; *4* — стальной трубопровод $D_у$=1700 *мм*; *5* — монтажный бетон.

При укладке стальных трубопроводов выше поверхности земли их можно располагать на эстакадах.

Соединительные трубопроводы плавучих насосных станций следует выполнять только стальными, предпочтительно однопролетными с шаровыми шарнирами. Конструкция шарового шарнира приведена на рисунке 283. Пролет соединительного трубопровода (расстояние между центрами шаровых шарниров) зависит от величины допускаемого усилия, которое можно передать на борт понтона насосной станции, и прочности оболочки трубы. Оболочка трубы может быть при необходимости усилена ребрами жесткости.

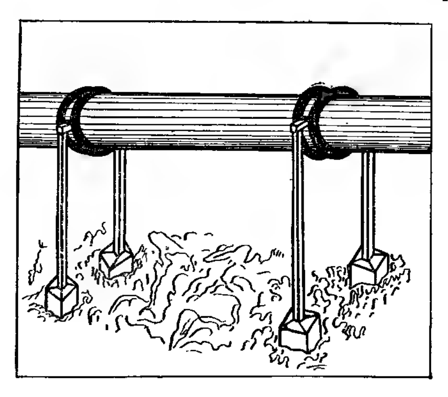


Рис. 282. Качающаяся опора.

При значительной длине соединительного шарнирного трубопровода (водоисточник со значительным колебанием горизонтов воды и пологими берегами) прибегают к устройству промежуточного шарнира на поплавке-понтоне, который должен быть рассчитан на восприятие не менее 50% нагрузки, передаваемой трубопроводом. Максимальный угол поворота шаровых шарниров 36°.

Соединительные трубопроводы и их детали, а также береговые опоры должны быть рассчитаны с учетом усилий от действия веса трубы и заполняющей его воды, силы ветра и навала понтона, частичного заклинивания шарнира, временных и постоянных нагрузок (служебный мост и др.), гидродинамического давления.

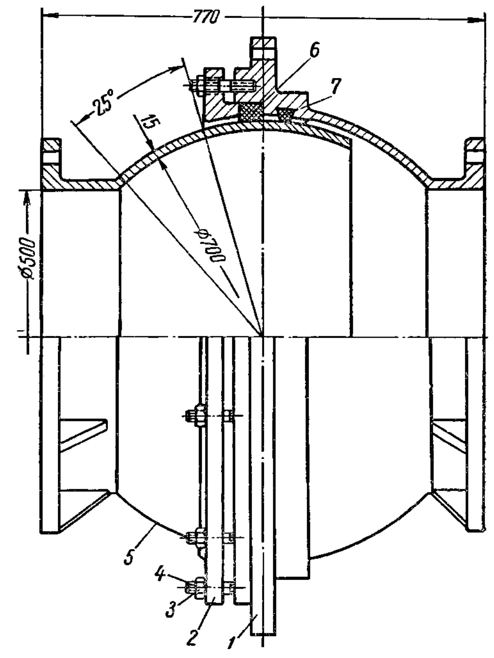


Рис. 283. Шарнир (шаровой) соединительных трубопроводов плавучих насосных станций:

1 — неподвижная часть; 2 — крышка сальника; 3 — гайка; 4 — шпилька; 5 — подвижная половина; 6 — сальниковая набивка; 7 — уплотнение.

Есть примеры устройства соединительных трубопроводов с шаровыми шарнирами для значительных диаметров трубопроводов, например 1000 *мм*. Гидравлическое уплотнение в шарнирах аналогично уплотнению в сальниках. В последнее время все реже применяют соединительные трубопроводы, состоящие из нескольких звеньев, расположенных на понтонах и соединенных между собой гибкими резиновыми шлангами, армированными стальной проволокой (рис. 165). Соединительные трубопроводы такого типа рекомендуется применять при большой длине их и диаметре до 300—400 *мм*.

Экономический диаметр соединительного трубопровода следует определять как сложного короткого трубопровода не на один погонный метр, а на всю длину его.

Монолитные напорные железобетонные трубопроводы, бетонируе-

ные на месте укладки, выполняют при толщине стенки до 7 *см* с одиночной арматурой, располагаемой в середине оболочки трубы, а при толщине оболочки трубы 8 *см* и более — с двойной арматурой, располагаемой у наружной и внутренней граней оболочки. На рисунке 284

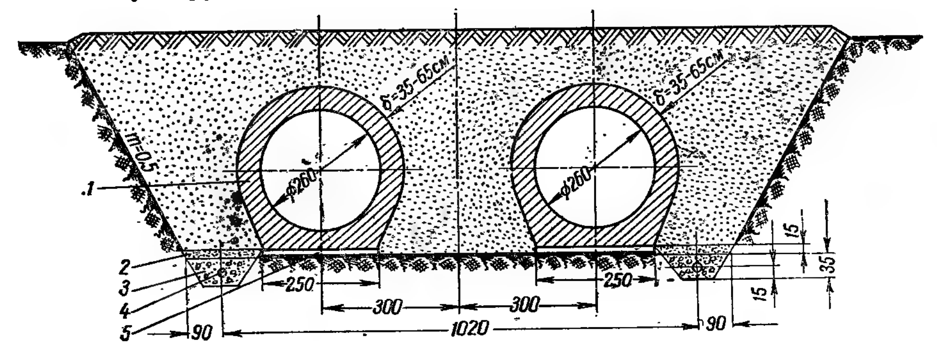


Рис. 284. Укладка железобетонного монолитного трубопровода:

1 — монолитный железобетонный напорный трубопровод; *2* и *3* — обратный фильтр; *4* — перфорированная асбестоцементная труба ВТЗ, $D_{iн}$ — 141 *мм*; *5* — подготовка из тощего бетона.

показана укладка железобетонного монолитного напорного трубопровода постелистого типа, то есть имеющего основание в виде горизонтальной плоскости с шириной, равной внутреннему диаметру трубопровода. В зависимости от характера грунта в основании ширина его может быть несколько меньшей, несколько большей внешнего диаметра или равной ему. При значительных диаметрах монолитных трубопроводов (1,2—1,5 *м*) рекомендуется устраивать основание постелистого типа. В основании монолитного трубопровода укладывается подготовка из тощего бетона толщиной 0,10—0,15 *м*.

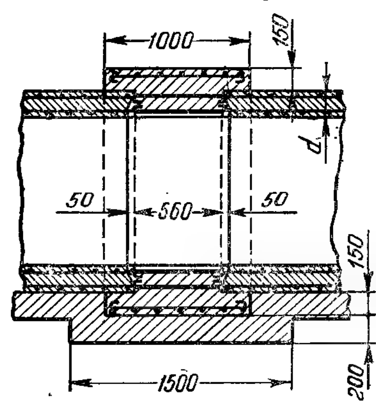


Рис. 285. Конструкция заделки температурно-усадочного шва монолитного трубопровода.

При прокладке железобетонных трубопроводов в агрессивных грунтовых условиях особое внимание нужно обращать на свойство применяемых цементов и устройство соответствующей изоляции. В этом случае применяют цементы, устойчивые против данного вида агрессивности. Бетоны должны быть повышенной плотности.

При укладке монолитных трубопроводов устраивают температурно-усадочные, а где необходимо, и осадочные швы. Расстояние между температурно-усадочными швами определяется расчетом. В практике обычно эти расстояния принимают в пределах 25—50 *м*.

На рисунке 285 показано устройство монолитной неподвижной заделки такого шва (типа муфты), выполняемое на месте при малых колебаниях температуры. Замыкание (устройство заделки) трубопровода осуществляется при минимальной температуре, которая возможна при эксплуатации.

При значительных колебаниях температуры можно устраивать *V*-образные компенсаторы и др. В этих случаях, а также при значительном влиянии усадки длину непрерывно бетонируемых участков

трубопроводов иногда уменьшают. Здесь также может применяться муфтовое соединение.

Есть случаи устройства и непрерывно бетонируемых (без швов) трубопроводов. Это допускается при малых колебаниях температуры, соответствующих цементах (безусадочные, с малым тепловыделением при твердении), хороших геологических условиях и хорошем качестве работ.

При ожидаемых осадках трубопровода применяют швы по типу, показанному на рисунке 287 (с уплотнением — деталь 2 — с внутренней,

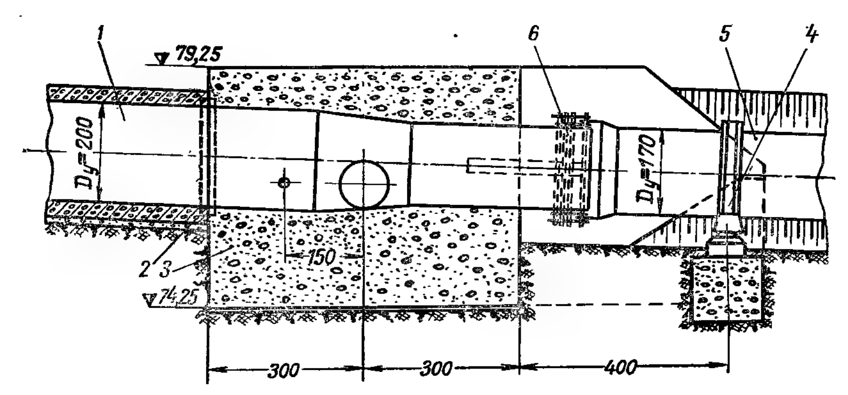


Рис. 286. Соединение железобетонного монолитного трубопровода со стальным:

1 — железобетонный трубопровод; 2 — стык (см. рис. 287); 3 — анкерная опора; 4 — подвижная катковая опора; 5 — стальной трубопровод; 6 — сальниковый компенсатор.

а иногда еще и с наружной стороны трубопровода), а также муфтового и раструбного типа с зачеканкой мягкими уплотняющими материалами или резиновым уплотнением. При значительной величине ожидаемых осадок расстояния между швами уменьшают и применяют конструкции швов, допускающие большие повороты, или переходят на сборные или металлические трубопроводы.

На рисунке 286 показано соединение монолитного железобетонного трубопровода со стальным, выполненное, как обычно, в анкерной опоре, а на рисунке 287 приведена деталировка шва примыкания железобетонного трубопровода к анкерной опоре.

Круглые железобетонные трубопроводы долговечнее (выше коррозийная стойкость) и экономичнее металлических. Еще эффективнее предварительно напряженные трубопроводы. Они на 25—45% дешевле металлических и требуют на 55—62% меньше металла.

Предварительно напряженные железобетонные трубы для условий мелиоративных насосных станций практически могут охватить все необходимые напоры.

Предварительно напряженные железобетонные напорные трубопроводы по конструкции можно разделить на две группы:

а) с предварительно напряженной спиральной и продольной арматурой. без стального цилиндра, изготовляемые методом вибрирования, центрифугирования или вибропрессования. Эти трубопроводы применяют на давление 10 *ати* и более;

б) со стальным цилиндром (для обеспечения водонепроницаемости) и предварительно напряженной спиральной арматурой, изготовляемые методом вибрирования или центрифугированием. Напоры для этих трубопроводов могут быть 10—15 *ати* и более.

Вначале в специальных формах изготовляют бетонный сердечник или бетонный сердечник с металлическим цилиндром с наружной сто-

роны. После того как бетон сердечника достигнет 70% расчетной прочности, на него навивают напряженную спираль из высокопрочной проволоки и при помощи торкрет-машины наносят защитный слой из раствора на расширяющемся цементе (ВРЦ). Толщина сердечника принимается в пределах $(0{,}1 \div 0{,}07)\ D_у$. Стальные цилиндры можно изготовлять из тонколистовой стали марки Ст-3 толщиной 0,8—6 *мм*, а

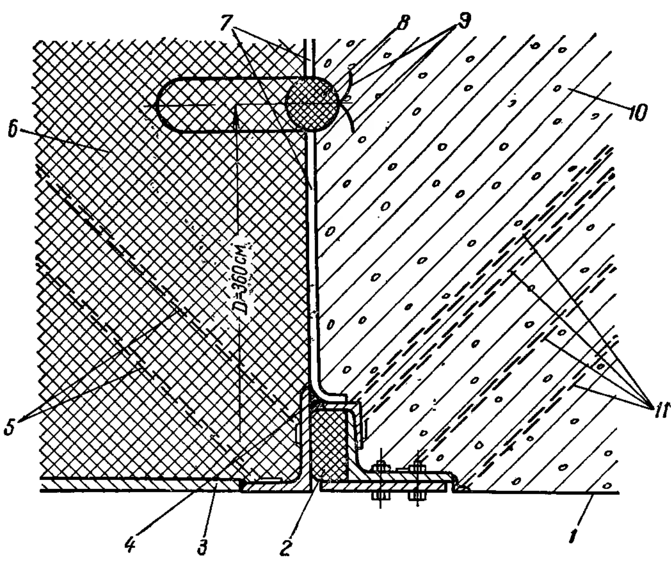


Рис. 287. Стык соединения железобетонного монолитного и стального трубопроводов (см. рис. 286):

1 — внутренняя поверхность железобетонного трубопровода ($D_{вн}$ = 260 *см*); 2 — смоленый пеньковый канат; 3 — стальной трубопровод; 4 — просмоленная пакля; 5 — анкеры; 6 — тело анкерной опоры; 7 — битумные маты δ = 1 *см*; 8 — смоленый пеньковый канат; 9 — арматура; 10 — железобетонный трубопровод; 11 — анкеры.

соединительные обечайки (обрамление раструбов) — из листовой стали марок Ст-0 и Ст-3 толщиной 4—6 *мм*.

Значительный интерес представляют разработки по изготовлению трубопроводов из напрягающего цемента, который, создавая расширение бетона, обеспечивает натяжение арматуры (спиральной и продольной), то есть без соответствующих механизмов достигается необходимое напряженное состояние в стенках труб. Это упростит изготовление трубопроводов и снизит их стоимость.

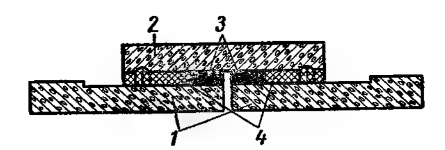


Рис. 288. Жесткий стык напряженно-армированных сборных железобетонных труб:

1 — стыкуемые трубы; 2 — напряженно-армированная муфта; 3 — пеньковая пропитанная прядь; 4 — цементный раствор.

Стыки сборных железобетонных трубопроводов являются одним из слабых их мест, особенно это касается гибких и подвижных стыков. Предложено очень много конструкций стыков, но все же самым совершенным стыком в настоящее время является гибкий с резиновым уплотнением. Резиновые кольца (из каучука) при хорошей защите их служат несколько десятков лет. Существуют два основных типа стыка: жесткий и гибкий. Жесткий стык, показанный на рисунке 288, требует хорошего естественного основания или устройства бетонного, что повышает стоимость трубопровода. Жесткие стыки плохо воспринимают температурные деформации.

Гибкие стыки не имеют указанных недостатков. Стык, показанный на рисунке 277 (для металлических труб), применяется и для сборных

железобетонных труб. С резиновым уплотнением применяют раструбные и муфтовые стыки (рис. 289) для соединения стального и сборного трубопроводов. Есть гибкие стыки со стальной гофрированной муфтой, которые зачеканиваются прядью и цементным раствором.

Институтом Гидропроект разработан стык для сборных железобетонных трубопроводов больших диаметров с уплотнением из специальной фасонной трехкулачковой резины, который можно применять для безнапорных труб и труб с малым напором (до 1,5—2 *ати*).

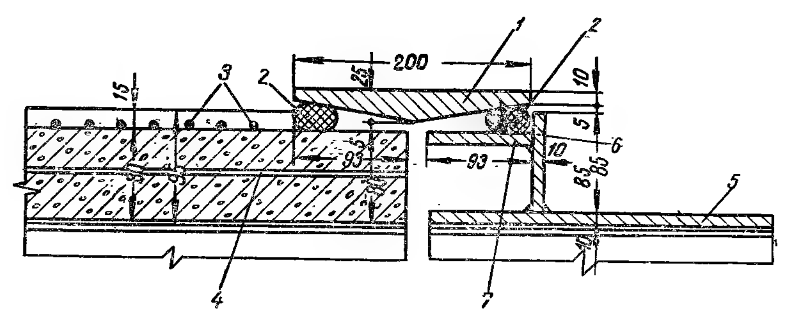


Рис. 289. Стык соединения (муфтовый) стального и напряженно-армированного трубопровода:

1 — металлическая муфта; *2* — резиновое уплотнительное кольцо; *3* и *4* — спиральная и продольная предварительно-напряженная арматура; *5* — стальной трубопровод; *6* и *7* — стальные ребро и кольцо.

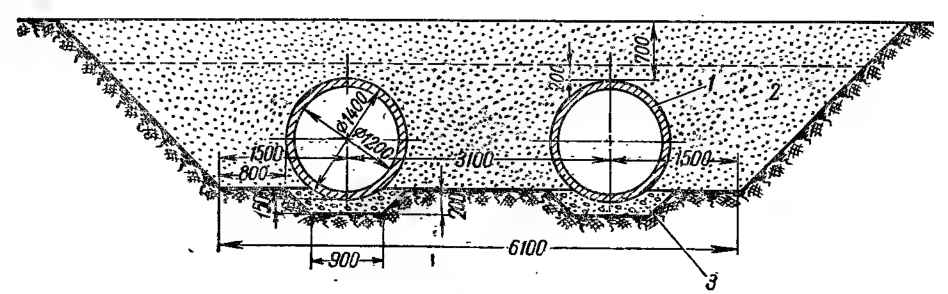


Рис. 290. Укладка напряженно-армированного трубопровода:

1 — труба; *2* — послойная засыпка (15—20 *см*); *3* — песчано-гравийная подготовка.

Согласно «Временным техническим условиям» напорные железобетонные предварительно напряженные трубы с муфтовыми стыками (ТУ 67-51 МСПТИ) без стального цилиндра в отечественной практике приняты диаметром от 300 до 1500 *мм* длиной 5 *м* для рабочих напоров 6,8 и 10 *ати*. Поворот трубы в гибком раструбном стыке допускается до 1,50°, а взаимнопродольное смещение — до 5 *мм*.

На рисунке 290 показана укладка предварительно напряженных железобетонных трубопроводов.

Асбестоцементные трубы изготовляются согласно ГОСТ для внутренних гидравлических давлений 3, 6, 9 и 12 *ати* и обозначаются соответственно ВТ3, ВТ6, ВТ9, ВТ12. Трубы марок ВТ3 и ВТ6 соединяют между собой двухбуртными асбестоцементными муфтами (марки муфт ВМ3, ВМ6), а трубы марок ВТ9 и ВТ12 — чугунными фланцевыми муфтами.

Длина труб для всех марок в зависимости от диаметра имеет два значения: $L=2950$ *мм* и $L=3950$ *мм*. Концы труб и внутренняя поверхность муфт должны быть обточены, иметь гладкую поверхность и строго цилиндрическую форму.

Муфты и трубы должны быть прямыми, цилиндрическими, а концы их иметь чистые обрезы, перпендикулярные оси.

Рис. 291. Общий вид асбестоцементной трубы (*а*) и конструкции стыков гибких соединений асбестоцементных труб:

б — двухбуртная асбестоцементная муфта; *в* — чугунная фланцевая муфта; *г* — однобуртная асбестоцементная муфта с резиновым замком; *д* — самоуплотняющаяся асбестоцементная муфта САМ 1; *е* — самоуплотняющаяся асбестоцементная муфта САМ-2; *ж* — самоуплотняющаяся асбестоцементная муфта САМ-4; *1* — труба; *2* — резиновое кольцо; *3* — двухбуртная муфта; *4* сдвижной фланец; *5* — втулка; *6* — болт; *7* — однобуртная муфта; *8* — замок (резиновый); *9* — асбестоцементная муфта самоуплотняющихся стыков; *10* — уплотнительная резиновая манжета.

Все фасонные части (переходы от одного диаметра к другому, повороты, ответвления и др.) выполняются из металла. В каждом стыке можно устраивать поворот до 3°, это позволяет при необходимости выполнять при укладке трубопроводов плавные их повороты.

На рисунке 291 приведен общий вид асбестоцементной трубы и различные конструкции гибких стыков для соединения таких труб. Двухбуртные муфты не обеспечивают качественного стыка, фланцевая муфта дорогая и малопригодна для укладки в земле, поэтому предложены другие типы муфт: однобуртные с резиновым замком (ВОДГЕО) и

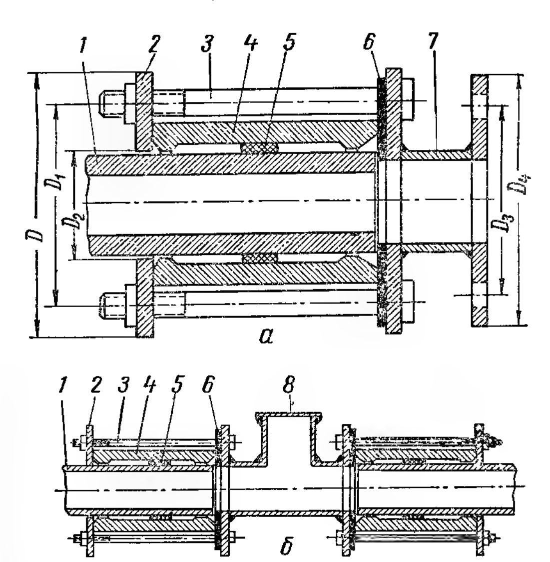


Рис. 292. Схема установки сварных металлических фасонных частей для асбестоцементных труб:

а — патрубок; *б* — тройник; *1* — труба; *2* — фланец; *3* — болт; *4* — двухбуртная асбестоцементная муфта; *5* — резиновое кольцо; *6* — резиновая прокладка; *7* и *8* — патрубок и тройник.

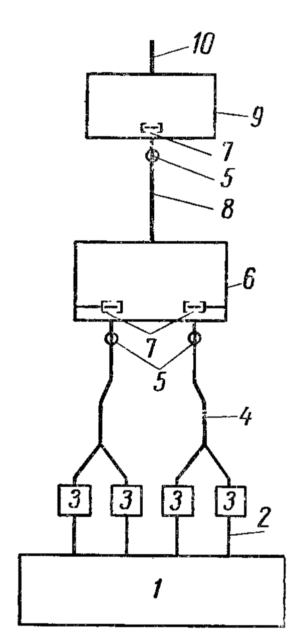


Рис. 293. Схема напорного трубопровода крупной оросительной насосной станции:

1 — здание станции (Q=18 *м³/сек*, H=50 *м*); *2* — стальной трубопровод $Q_{вн}$=1200 *мм* (l=23 *м*); *3* колодцы водомеров; *4* — железобетонный трубопровод $Q_{вн}$ — 2400 *мм* (l—700 *м*); *5* — отверстия для впуска воздуха; *6* — уравнительно-разделительный резервуар; *7* — автоматические затворы; *8* — железобетонный трубопровод $D_{вн}$ =3500 *мм* (l=2040 *м*); *9* — водовыпуск; *10* — машинный канал.

самоуплотняющиеся (САМ) с выточками и специальными резиновыми манжетами (НИИасбестоцемент). В муфтах типа САМ уплотнение стыка создается обжатием манжет и давлением воды.

На рисунке 292 показана схема конструкции стыков асбестоцементных труб при установке сварных металлических фасонных частей — патрубка и тройника.

Раструбные и муфтовые стыки не воспринимают усилий, направленных вдоль и нормально к оси трубы, для восприятия этих усилий нужно устраивать опоры.

Различные возможные схемы напорных коммуникаций оросительных насосных станций показаны на рисунке 316.

Для предотвращения образования вакуума в напорном трубопроводе при его опорожнении в водовыпускных сооружениях устраивают отверстия для впуска воздуха.

При большой длине трубопроводов, крутом их подъеме в начале и малом напоре на конечном участке большой длины рационально устраивать разделительный резервуар между этими участками трубопровода, что облегчает работу трубопровода и его эксплуатацию (рис. 293).

§ 9. ГИДРАВЛИЧЕСКИЙ УДАР В НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДАХ*

Из курса гидравлики известно, что при включении и выключении насосных агрегатов, открытии и закрытии затворов на напорных трубопроводах возникают гидравлические удары, повышается давление в напорных трубопроводах и могут произойти значительные аварии с трубопроводами, насосными агрегатами и сооружениями, расположенными рядом, если не будут предусмотрены соответствующие технические меры, обоснованные расчетами по гидравлическому удару.

Н. Е. Жуковский установил, что максимальное повышение давления в трубопроводе при мгновенном закрытии задвижки (прямом ударе) для потока без нарушения его сплошности достигает величины

$$\Delta H = \frac{v_0 a}{g} \text{ м},$$

где ΔH — повышение давления воды в трубопроводе сверх напора в трубопроводе до закрытия задвижки, *м* вод. ст.;

v_0 — первоначальная скорость движения потока воды в трубопроводе, *м/сек*;

g — ускорение силы тяжести, равное 9,81 *м/сек*^{2};

a — скорость распространения ударной волны (повышения и понижения давления) в трубопроводе, *м/сек*.

Величина a зависит от материала стенок, размеров трубопровода и объемного модуля упругости жидкости. Если учесть значение объемного модуля упругости воды, равное $2{,}1\times10^4$ *кг/см*^{2}, объемного веса воды и ускорения силы тяжести, то величину a можно определить по формуле:

$$a = \frac{1425}{\sqrt{1 + \frac{2{,}10 \cdot 10^4 d}{E\delta}}} \text{ м/сек},$$

где E — модуль упругости материала стенок, *кг/см*^{2};

d — внутренний диаметр трубопровода, *см*;

δ — толщина стенок трубопровода, *см*.

---

* Теория гидравлического удара подробно излагается в курсах гидравлики.

Максимальное значение, которое может иметь a, составляет 1425 *м/сек*. По опытным данным ВНИИ Водгео, величина a редко превышает 1000 *м/сек*, снижаясь в отдельных случаях до 500 *м/сек*.

Такое уменьшение значения a объясняется наличием в воде растворенного воздуха, что нужно учитывать при расчетах по гидравлическому удару.

При частичном прикрытии задвижки и частичном снижении скорости движения воды в трубопроводе величина повышения давления в трубопроводе (при тех же условиях), по Н. Е. Жуковскому, будет:

$$\Delta H = \frac{\Delta v_0 a}{g},$$

где Δv_0 — величина изменения первоначальной скорости воды в трубопроводе.

Как видно, изменением скорости закрытия задвижки (увеличением времени закрытия) можно снизить величину повышения давления от гидравлического удара.

Современные агрегаты крупных насосных станций обладают небольшой инерцией вращающихся частей (роторов насосов и электродвигателей) и при отключении электродвигателей относительно быстро останавливаются. Вода перестает подаваться через насос, а продолжающееся по инерции движение колонны воды по трубопроводу может вызвать при определенных условиях разрыв сплошности потока в трубопроводе. При затухании этого движения и образовании обратного тока вода с огромной скоростью устремляется в область пониженного давления, в результате возникает гидравлический удар большой силы, вызывающий повышение давления, в несколько раз большее величины $\frac{av_0}{g}$. По исследованиям ВНИИ Водгео, повышение давления может достигнуть величины

$$\Delta H = \frac{av_0}{g} + 2H_{ст},$$

а напор в трубопроводе — величины

$$H = \frac{av_0}{g} + 3H_{ст},$$

где $H_{ст}$ — статический (геометрический) напор насосной станции, равный разности отметок уровней воды в верхнем и нижнем бьефах ее.

Минимальная величина давления в месте разрыва сплошности может быть равна упругости паров жидкости. Возможность образования разрыва сплошности потока, место его нахождения, количество мест разрыва (их может быть несколько), объем зоны разрыва и величина создаваемого повышения давления зависят от характеристики насосных агрегатов, режима их работы и характеристики трубопровода (профиль, длина, режимы работы, скорость течения воды, изменение диаметра, наличие отводов воды, материал стенок).

Предохранительная аппаратура, установленная у насоса, при разрыве сплошности в удалении от насоса не сможет обеспечить необходимого снижения давления в месте образования разрыва.

При отсутствии разрыва сплошности потока в случае остановки насоса или закрытия задвижки повышение давления сверх допустимого или принятого по расчету можно предотвратить установкой предохранительного клапана (например, системы В. И. Папина) или подбором времени закрытия задвижки, а также сбросом излишнего количества воды через насос и др.

При разрыве сплошности потока необходимо в местах его образования предусмотреть устройства для впуска воды или воздуха, чтобы не допускать падения давления ниже атмосферного, или установить затворы и другое оборудование, разбив трубопровод на несколько участков.

Напорные трубопроводы значительной длины (более 500 *м*) с крутыми подъемами и резкими изломами в начальной их части наиболее опасны в отношении возникновения гидравлического удара.

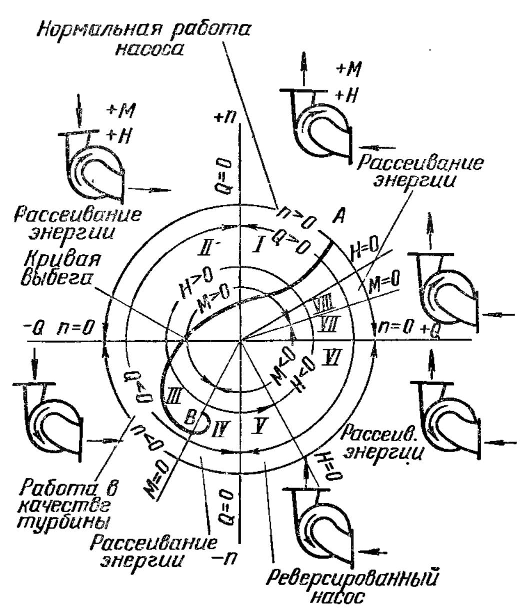


Рис. 294. Переходные режимы работы насосного агрегата при потере им привода (при отсутствии затворов).

Допустимая величина повышения давления в результате гидравлического удара и технические мероприятия по ограничению этого повышения должны быть обоснованы экономическим расчетом.

Следует иметь в виду, что утечки воды из трубопроводов (через насосы и др.) нежелательны. При всех расчетах их необходимо учитывать. В мелиоративных насосных станциях (станциях большой производительности) не рекомендуется устанавливать обратные клапаны на напорных трубопроводах из-за больших гидравлических сопротивлений. Более того, если длина трубопровода небольшая и насосы работают непараллельно, то у насосов, если это не нужно по условиям пуска, никаких затворов ставить не следует. В этом случае ограничиваются приспособлениями на водовыпусках, не допускающими обратного тока воды из водоприемника, проверкой и обеспечением безопасности обратного вращения агрегатов, торможением агрегатов. Устройства в водовыпусках, не допускающие обратного тока воды, следует выполнять только при большой емкости водоприемника или при выходе в него нескольких напорных трубопроводов.

Для расчетов по гидравлическому удару необходимо иметь полную рабочую характеристику насосного агрегата и двигателя и характеристику трубопровода (профиль, длину, диаметр, схему соединений, материал трубопровода). Желательно иметь четырехквадрантные характеристики насоса (рис. 295, *б* и *в*).

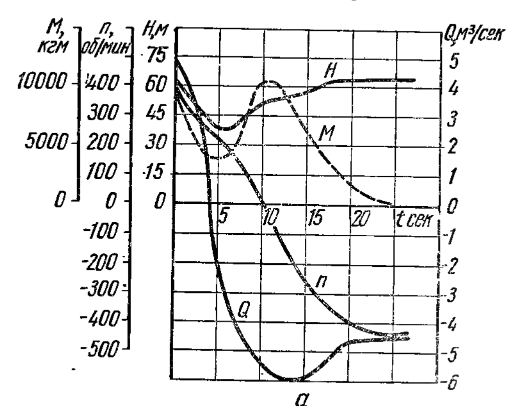
В качестве руководства для выполнения расчетов по гидравлическому удару в трубопроводах можно рекомендовать «Указания по защите водоводов от гидравлического удара», разработанные ВНИИ Водгео (Госстройиздат, М., 1961).

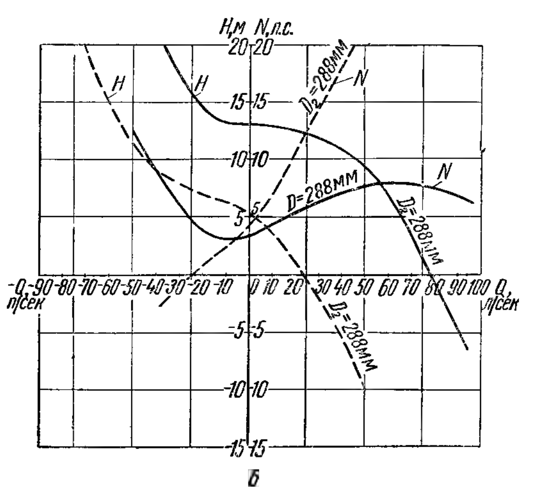
Подробные расчеты по гидравлическому удару, возникающему при выключении насосного агрегата, очень трудоемки. Поэтому в рекомендуемых «Указаниях» разработана еще и методика расчетов по предварительной оценке опасности гидравлического удара, что дает возможность выбрать средства для защиты трубопроводов от недопустимого повышения давления. Если предварительного расчета недостаточно, проводят детальные и трудоемкие расчеты по гидравлическому удару.

Для облегчения расчетов по гидравлическому удару и сокращения времени на их выполнение следует применять разработанную методику с использованием электронных вычислительных машин [11].

Профессор Н. М. Щапов [60] проанализировал (еще в 1936 г.) возможные режимы насосного агрегата при потере им привода (рис. 294). В координатах nQ отмечено восемь зон. Прямые линии $H=0$ и $M=0$ характеризуют значения n и Q при соответствующих напорах и моментах, равных нулю. Насосные режимы I (прямое направление вращения) и V (обратное направление вращения для насоса), два турбинных с прямым III и обратным VII направлением потока и четыре промежуточных II, IV, VI и VIII — это режимы тормозные, рассеивающие энергию. Вид режима определяется знаками H и M. Сочетание их и определяет значения n и Q. Например, при потере насосом привода сначала вращение роторов насоса и электродвигателя будет вызывать уменьшение n и Q до нуля, далее агрегат в режиме II будет еще продолжать с замедлением вращаться в прежнем направлении, пропуская воду в обратном направлении. Этот поток воды затормаживает насос, который в режиме III переходит в турбинный режим, то есть насос превращается в турбину, а электродвигатель в генератор (если, конечно, это возможно). Если электродвигатель не может иметь генераторный режим, то насос — турбина будет разгоняться до установившегося угонного (то есть наибольшего холостого) хода турбин. В координатах n и Q этот переход изображается линией AB.

Из изложенного вытекает, что при работе в турбинном режиме электродвигатель должен работать как генератор, в противном случае надо искусственно тормозить насос до его остановки. Кроме того, не во





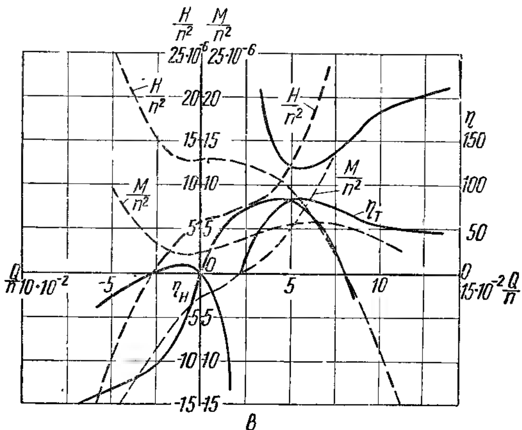


Рис. 295. Характеристики насосов:

а — 52В-17 при потере им привода и свободном протекании воды через насос; *б* — 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных величинах рабочих параметров, при $n=1000$ *об/мин*; *в* - то же, но в относительных координатах рабочих параметров. (сплошные линии показывают нормальное вращение насоса, а пунктирные — обратное).

всякой системе из-за экономических соображений можно допускать утечку воды из трубопровода. Все это определяется как конструкцией агрегата, так и конфигурацией трубопровода и конструкцией арматуры на нем. На рисунке 295, *а* приводятся характеристики (H, M, n, Q) насоса 52В-17 в зависимости от времени при потере насосом привода и свободном протекании воды через насос. Характеристики строят иногда в безразмерных координатах. Широко используются и законы подобия гидромашин при исследовании моделей и последующем переходе на натуру.

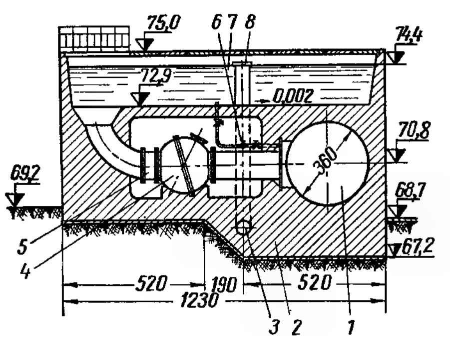


Рис. 296. Устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума:

1 — стальной трубопровод; 2 — анкерная опора; 3 — дренажная труба; 4 — обратный клапан; 5 — монтажная вставка; 6 — регулировочный клапан; 7 — бассейн, заполняемый водой из напорного трубопровода; 8 — сливная труба ($D_у$ =600 *м*).

На рисунке 295, *б* и *в* приводятся как пример характеристики насоса 8К-14 в четырех квадрантах в абсолютных и относительных координатах рабочих параметров при прямом и обратном вращении насоса.

На рисунке 296 показано устройство для впуска воды в напорный трубопровод при образовании в нем вакуума.

§ 10. ВОДОВЫПУСКНЫЕ СООРУЖЕНИЯ И УСТРОЙСТВА В КОНЦЕ НАПОРНЫХ ТРУБОПРОВОДОВ МЕЛИОРАТИВНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

В конце напорных трубопроводов для соединения с отводящим (машинным) каналом устраивают водовыпускные сооружения, которые должны обеспечить:

а) плавное сопряжение потока воды, выходящего из напорных трубопроводов, с потоком воды в канале с минимальными гидравлическими сопротивлениями;

б) прочность, устойчивость и неразмываемость сопрягаемых сооружений;

в) отключение напорных трубопроводов и предотвращение обратного тока воды при остановке насосов;

г) впуск воздуха в трубопровод для предотвращения образования в нем вакуума при его опорожнении;

д) деление потока при подаче воды станцией в два канала, а иногда (что очень редко) и более.

Водовыпускные сооружения и устройства (водовыпуски) в зависимости от назначения и условий работы бывают различной конструкции. В оросительных насосных станциях при подаче воды в магистральный канал водовыпускное сооружение иногда называют напорным бассейном, так как горизонт воды в нем является командным для оросительной системы. При подаче воды в водохранилище водовыпускные сооружения могут иногда иметь другую конструкцию. В осушительных насосных станциях при подаче воды в канал применяют такие же водовыпускные устройства, как и в оросительных насосных станциях.

При подаче воды непосредственно в водоприемник-реку сооружают особое по конструкции водовыпускное устройство. Все эти сооружения и устройства должны быть прочны и устойчивы, конфигурация стенок и дна их должна обеспечивать благоприятные гидравлические

условия для протекающего потока. Необходимо, чтобы водовыпуск как гидротехническое сооружение удовлетворял следующим требованиям.

1. Обеспечивал необходимую общую длину пути фильтрации от верхнего до нижнего бьефа и местную (у водовыпуска) при открытой укладке напорных трубопроводов и высоком расположении отметки основания водовыпуска.

Конструкции насосных станций, приведенных на рисунках 147,*б* и 157, а также станций с коротким напорным трубопроводом (рис. 167) показывают всю актуальность и важность этого требования. Согласно расчету, в местах возможного выклинивания фильтрационных вод (нижний бьеф насосной станции у начала водозаборного сооружения, на откосе с верховой стороны насосной станции и др.) устраивают обратные фильтры. Дренаж у напорного бассейна может быть самостоятельным, а может быть увязан с дренажем напорных трубопроводов. При всех этих расчетах необходимо учитывать геологические и гидрогеологические условия места расположения узла сооружений станции.

2. Был устойчив на всплывание при всех или частично закрытых затворах и наличии воды в водоприемнике.

При нормальной работе водовыпуска поток воды в бассейне спокойный, на поверхности наблюдается небольшое волнение, так как скорости воды не превышают 2 *м/сек* и критерий $П_к = \frac{v_{бас}^2}{gh_{ср}} < 1$. При пуске будет наблюдаться сначала отогнанный прыжок, затем он затопляется и устанавливается нормальная спокойная работа водовыпуска. Устройство бассейна (колодца) обеспечивает затопление прыжка, образующегося при пуске, но все же пуск (особенно первого агрегата) следует осуществлять с малыми расходами.

Подробно конструкции, классификация, оборудование и расчет водовыпусков рассмотрены в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

Тип водовыпуска выбирают по технико-экономическим соображениям с учетом назначения станции и водовыпуска, режима их работы и местных условий.

Глава десятая. ОСУШИТЕЛЬНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ

§ 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОНЯТИЯ

Различают следующие группы осушительных насосных станций: 1) для перекачки (в водоприемник) вод поверхностного стока; 2) для перекачки грунтовых вод; 3) для перекачки как поверхностных, так и грунтовых вод.

Грунтовые воды составляют обычно незначительный объем по сравнению с водами поверхностного стока. Поэтому насосные станции первой и третьей групп как по конструкции, так и по гидромеханическому оборудованию мало чем отличаются друг от друга и могут быть объединены в одну группу. Наоборот, насосные станции второй группы существенно отличаются от остальных. Они характеризуются сравнительно небольшими расходами и малыми колебаниями их. Насосная станция может обслуживать отдельные элементы дренажа, несколько колодцев (при «вертикальном» или «комбинированном» дренаже) или систему дрен (при «горизонтальном» дренаже). Такие насосные станции называются групповыми. Вода к ним подводится закрытым коллектором (см. рис. 148).

Возможны, конечно, и такие насосные установки, которые обслуживают непосредственно один колодец дренажа. В этом случае они по существу ничем не отличаются от обычных насосных станций для водоснабжения, оборудованных эрлифтами, поршневыми или центробежными насосами для подъема грунтовых вод (см. гл. VIII).

Насосные станции осушительной системы для отвода одновременно вод поверхностного и подземного стока характеризуются колебаниями расходов и напоров. Часто значительные и переменные расходы поверхностного стока требуют установки мощных и притом различных по производительности насосных агрегатов. Расчетная производительность насосной станции определяется гидрологическими и экономическими расчетами.

Расположение сооружений гидроузла для таких насосных станций было показано на рисунке 147, *б*. В этом случае обычно требуются водоотводящие устройства как для машинного водоподъема, так и для самотечного сброса. Проектирование расположения насосной станции вблизи водоприемника, сопряжение станции и сооружений с дамбой обычно при плохих гидрогеологических условиях местности (близость грунтовых вод, слабые грунты и пр.) представляют трудную и ответственную инженерную задачу.

§ 2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСЧЕТНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ ДЛЯ ПЕРЕКАЧКИ ВОД ПОВЕРХНОСТНОГО СТОКА

Для правильного представления о режиме стока поверхностных вод и выбора режима водоподъемной станции строят кривые зависимости расхода от продолжительности стока для многоводного, маловод-

ного и среднего года при различных обеспеченностях. При этом пользуются материалами гидрологических исследований и изысканий.

На рисунке 297 показана интегральная кривая стока для обеспеченности p и продолжительности $\tau = \frac{100}{p\,(\text{в}\,\%)}$. Задаваясь значениями p, равными 100, 25, 20, 10, 2%, и продолжительностью τ, равной 1, 5, 10, 25, 50 годам, можно получить кривые стока для различной обеспеченности. Относя осушительные системы к определенному классу гидротехнических сооружений (например, к третьему), можно выбрать и расчетное значение для p. Далее, задаваясь в первом приближении производительностью насосной станции $Q^{\text{I}}_{\text{н.ст}}$, $Q^{\text{II}}_{\text{н.ст}}$, $Q^{\text{III}}_{\text{н.ст}}$ и т. д., можно построить кривые сбросных расходов насосной станции. Для $Q_{\text{н.ст}}=\text{const}$ это будут прямые линии (рис. 297).

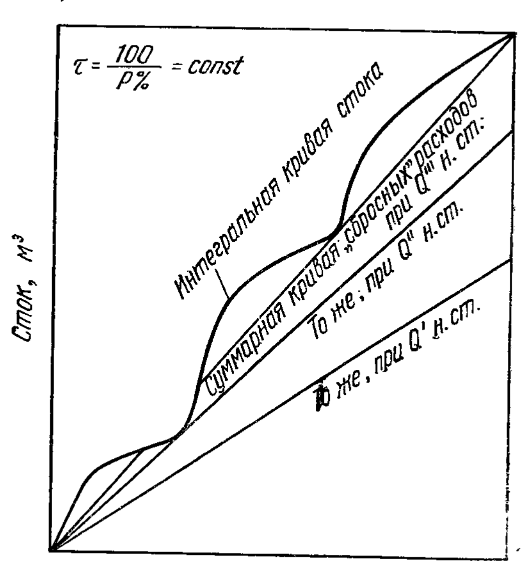


Рис. 297. Интегральные кривые стока и сброса откачки насосной станцией (при разных $Q_{\text{н.с}}$).

Имея кривые стока и сбросных расходов насосной станции, определяют объемы сточных вод, которые не удалены с осушаемой территории. Графически эти объемы выражаются разностью ординат двух кривых (стока и сбросных) расходов, соответствующих какому-либо определенному значению T. Кривые объемов воды, не удаленной с территории, изображены на рисунке 298 для различной производительности насосной станции. Зная топографию местности, а также профили каналов, можно построить кривые (рис. 299) длительности затопления местности, площади затопления; отметок горизонтов воды в системе.

Кривые строят для различных значений обеспеченности p и производительности насосной станции. Они служат критерием для проектировщиков осушительных систем при составлении технико-экономических расчетов с учетом последствий возможного затопления территории.

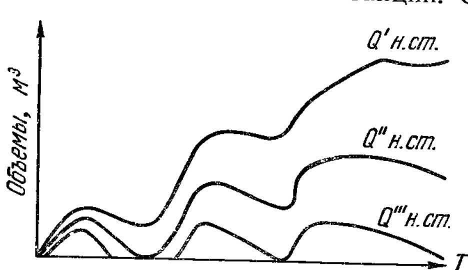


Рис. 298. Интегральные кривые объемов, оставшихся на осушаемой территории — не откачанных насосной станцией (при разных $Q_{\text{н.с}}$).

Определив производительность насосной станции, можно на основании графиков колебания горизонтов воды в водоприемнике (для тех же годов, которые принимались для водохозяйственного расчета осушительной системы) определить и расчетные напоры насосной станции.

Производительность насосной станции уточняют, так как в действительности могут быть установлены насосные агрегаты различной производительности. Кроме того, увязывают совместную работу насосной станции и подводящего водовода. Водоводами могут быть открытые каналы и коллекторы (закрытые

водоводы). Открытый канал служит в то же время и магистральным каналом осушительной системы. Он может заканчиваться перед насосной станцией регулирующим бассейном или аванкамерой. В последнем случае функции регулирующего бассейна выполняет запасная емкость проводящей сети. Это относится и к безнапорным коллекторам при от-

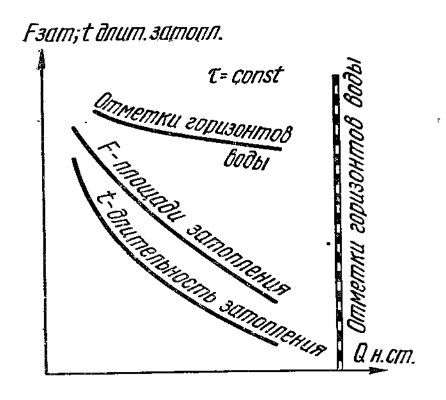


Рис. 299. Кривые размеров площади, длительности и отметок затопления осушаемой территории в зависимости от производительности насосной станции.

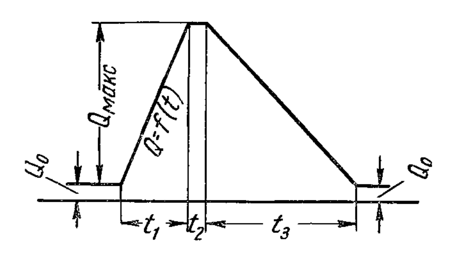


Рис. 300. График притока паводковых вод.

сутствии регулирующего резервуара в конце коллектора.

Разберем случай совместной работы насосной станции и подводящего канала. Сделаем следующие допущения, упрощающие расчет: 1) канал не может переполняться, в нем устанавливается определенная глубина воды $h_{макс}$; 2) канал имеет постоянное поперечное сечение, нулевой уклон дна на длине l; 3) горизонт воды в водоприемнике постоянный во все время перекачки паводковых вод; 4) график притока паводковых вод имеет трапецеидальную форму (рис. 300).

До момента притока паводковых вод к насосной станции канал пропускает постоянный расход Q_0. Допустим, что он перекачивается

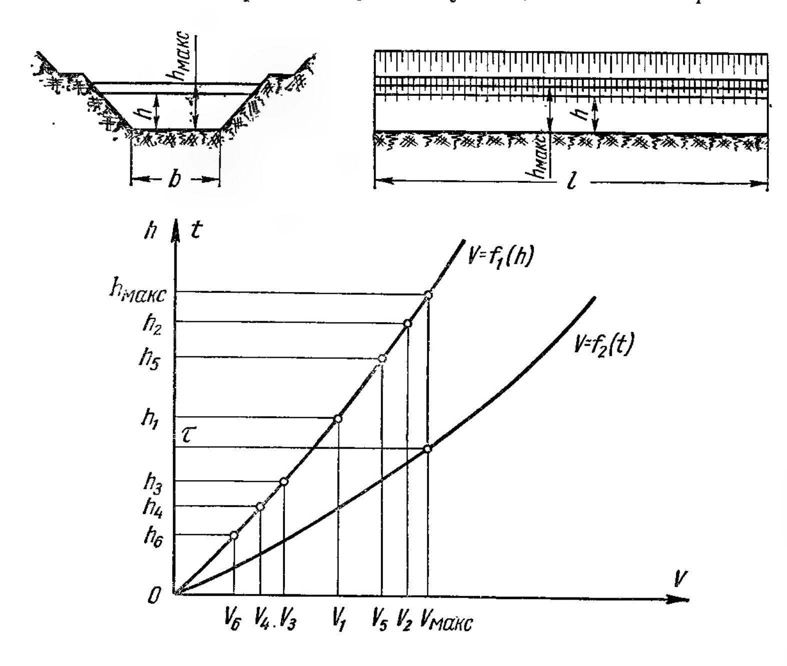


Рис. 301. Кривые зависимости:

объема канала от глубины наполнения $V=f(h)$; объема наполнения канала от продолжительности паводка $V=f_2(t)$.

в водоприемник насосным агрегатом производительностью Q_0, а для перекачки паводковых вод в водоприемник установлены два насоса разной производительности $Q'_н$ и $Q''_н$, причем $Q''_н > Q'_н$. Кроме того, допустим, что сечение и длина подводящего канала эквивалентны сечениям и длине магистрального и боковых каналов осушительной системы.

Построим (рис. 301) кривые, показывающие зависимость: а) между глу-

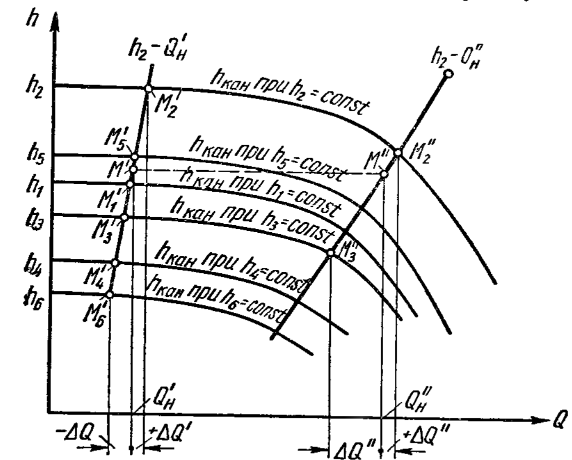


Рис. 302. График притока воды и откачки для установления режима работы станции (включение и выключение агрегатов).

Рис. 303. Характеристики насосов при разных уровнях воды в подводящем канале и изменение производительности их.

биной и объемом воды в канале — $V = f_1(h)$ и б) между объемом наполнения канала и продолжительностью паводка — $V = f_2(h)$. Последняя кривая строится, согласно графику притока паводковых вод, с учетом постоянного притока Q_0. На основе этих двух кривых можно установить, что глубине $h_{макс}$ должен соответствовать объем воды в канале $V_{макс}$. Примем, что канал при полной остановке насосной станции наполняется в течение времени t.

На рисунке 302 приведены интегральная кривая стока и кривая сбросных расходов станции для двух насосных агрегатов производительностью $Q'_н$ и $Q''_н$. Пусть подача насосной станции начинается при работе одного насоса производительностью $Q'_н$. При этом объем воды в канале будет V_1, а, согласно графику (рис. 301), глубина воды у насосной станции — h_1. Работа одного агрегата продолжается до тех пор, пока перед насосной станцией не установится глубина воды h_2; этой глубине будет соответствовать объем воды в канале V_2. После этого включается в работу второй насосный агрегат производительностью $Q''_н$, а первый насос выключается. Второй насос откачает некоторый объем воды из канала и выключится, когда в канале останется объем V_3, которому будет соответствовать глубина воды перед насосной станцией h_3. Первый насос снова включается и откачивает воду из канала до установления перед насосной станцией глубины h_4. При этом запас воды в канале будет V_4, после чего агрегат выключается и насосная станция перестает работать. В это время происходит накопление воды в канале за счет притока ее до некоторого объема V_5, после чего включается первый агрегат (производительностью $Q'_н$). Он и будет работать до установления минимальной предельной глубины в канале перед насосной станцией h_6, соответствующей объему воды в канале V_6. Последний

объем соответствует условию постоянного притока Q_0, который откачивается особым насосным агрегатом.

На рисунке 303 показаны кривые $h_{кан}=f(Q)$, где $h_{кан}$ — глубина воды перед насосной станцией. Постоянные глубины в голове канала обозначены h_1, h_2, h_3, h_4, h_5, h_6. Кривые $h=f(Q'_н)$ представляют собой характеристики насоса *.

Определяя совместные условия работы насосной станции и канала, можно заметить, что при производительности насосной станции $Q'_н$ рабочими точками будут M'_2, M'_5, M'_1, M'_3, M'_4, M'_6. Это показывает, что первый насос будет работать с переменным расходом: или меньше нормального $Q'_н$ на величину ΔQ, или, наоборот, больше нормального $Q'_н$ (чему соответствует на чертеже точка M') на величину $\Delta Q'$.

При работе второго насоса с нормальным расходом $Q''_н$ рабочими точками будут M''_2 и M''_3, а соответствующие отклонения от нормальной производительности $Q''_н$ равны величинам $-\Delta Q''$ и $+\Delta Q''$.

Из сказанного следует, что работа насосной станции будет происходить при переменной производительности в зависимости от режима канала и установившейся глубины воды у насосной станции.

При выборе производительности насосной станции (а это связано с выбором числа насосных агрегатов) необходимо стремиться к тому, чтобы объемы наполнения каналов в начале и конце работы насосов были равны, то есть $V_1=V_2=V_3=V_4=V_5$, благодаря чему и глубины наполнения канала будут одинаковы. В периоды сработок объемов призм воды в канале необходимо стараться поддерживать постоянные глубины в канале перед насосной станцией, если это возможно. Производительность насосной станции следует выбирать как некоторую среднюю между крайними значениями рабочих точек кривых $h_{кан}=f(Q)$ и $h=f(Q_н)$ (приблизительно так выбраны точки M' и M''). При переменной величине H_0 (то есть при изменении уровня воды в водоприемнике) кривые $h=f(Q_н)$ будут смещаться относительно своего первоначального положения. При этом будут получаться новые рабочие точки, соответствующие новой производительности насосной станции. Это, конечно, нужно учитывать при выборе производительности насосной станции и установлении эксплуатационного графика ее работы. Согласно сделанным замечаниям, следует переукомплектовать кривую суммарных «сбросных» расходов так, чтобы работа насосной станции была как можно ближе к установившемуся режиму.

В действительности явление наполнения и опорожнения каналов гораздо сложнее, чем здесь изложено. График притока изображается более сложными кривыми. При наполнении канала сточными водами в нем наблюдается неустановившееся движение (волны наполнения, попуска). При включении насосных агрегатов в случае изменения производительности насосной станции можно отметить сложные волновые явления неустановившегося движения, соответственно чему будут изменяться h. В этом случае явления, происходящие в каналах, будут напоминать суточное регулирование в деривационных каналах ГЭС. Однако они в то же время будут отличаться от него более резкими изменениями из-за притока паводковых вод.

При наличии регулировочного бассейна перед насосной станцией вопрос о режиме ее работы решается более просто (наполнение и опорожнение водоемов). Однако регулировочный бассейн может быть устроен лишь при небольших осушаемых площадях или при наличии естественного углубления местности у насосной станции.

---

* На рисунке 303 и далее кривые $h=f(Q_н)$ обозначены: $h-Q_н$, $h_г-Q_н$, $N-Q_н$ и т. д.

В обычных случаях роль регулировочного бассейна, как сказано выше, выполняет запасная емкость каналов или допускается временное затопление территории.

§ 3. ВЫБОР ЧИСЛА НАСОСНЫХ АГРЕГАТОВ

Установив производительность насосной станции, можно перейти к выбору числа насосных агрегатов. При этом необходимо придерживаться тех же принципов, что и для оросительных насосных станций, то есть: 1) полное покрытие производительности, требуемое графиком перекачки; 2) работа насосных агрегатов при их максимальной эффективности; 3) минимальные затраты по насосной станции при выбранном числе агрегатов. При выборе числа агрегатов для осушительной насосной станции в отличие от оросительной необходимо более подробно разработать эксплуатационный план работы насосных агрегатов в зависимости от графика притока.

В западноевропейских осушительных системах с машинным водоподъемом, по данным инженера Бертрама, принимают следующие расчетные нормы стока, на основании которых и выбирается число насосных агрегатов:

при средних условиях . . . . *q л/сек/га*
при откачке вод максимального стока (2—3 периода работы насосной станции в году) . . . . (2÷4,7) *q л/сек/га*
производительность насосной установки рассчитывается на . . . . (1,7÷2) *q л/сек/га*

На основании этого выбирают два рабочих насоса производительностью: первый qF и второй $2qF$, где F — площадь стока, га.

По данным практики американских осушительных насосных станций, профессор Пикелс рекомендует: а) при производительности до 4 *м³/сек* принимать два насосных агрегата с отношением их производительностей 1 : 2; б) при расходах насосной станции более 4 *м³/сек* устанавливать три и более насосов равной производительности. Последнее дает известное преимущество в эксплуатации станции.

При больших расходах насосной станции, а следовательно, и больших осушаемых площадях неравномерность стока сглаживается, чем и объясняется выбор равных по производительности агрегатов. В разрабатываемых у нас типовых проектах осушительных станций без регулирующего резервуара за основу приняты следующие условия соотношения числа и производительности агрегатов при различном числе их: а) при трех агрегатах в станциях малой и средней производительности 1 : 3 : 3; б) при четырех агрегатах в станциях средней и большой производительности 1 : 2 : 2 : 2. Два агрегата с соотношением их производительности 1 : 2 допускается устанавливать только в малоответственных станциях. Если есть регулирующий резервуар, надо стремиться к установке одинаковых агрегатов. Режим работы агрегатов, число включений агрегата в час принимают по данным завода. При небольших напорах и большой производительности наиболее подходящими будут осевые насосы. При переменных напорах и расходах необходимо применять осевые насосы с поворотными лопастями, а в некоторых случаях передачи или двигатели, допускающие изменение числа оборотов. Большое распространение за рубежом получили электродвигатели с переключением полюсов. При этом допустима ступенчатая регулировка оборотов. Можно также применять электродвигатели с постоянным числом оборотов. Плавного изменения оборотов в этом случае можно достигнуть при использовании в передачах гидравлических и электромагнитных муфт. Для насосов небольшой мощности в этих же целях иногда применяют редукторные передачи.

Покажем на примере условия работы насоса при откачке воды из канала в водоприемник (рис. 304). Примем уклон дна канала $i=0$, длину L. Приток в канал не учитываем. Откачка воды из канала начинает-

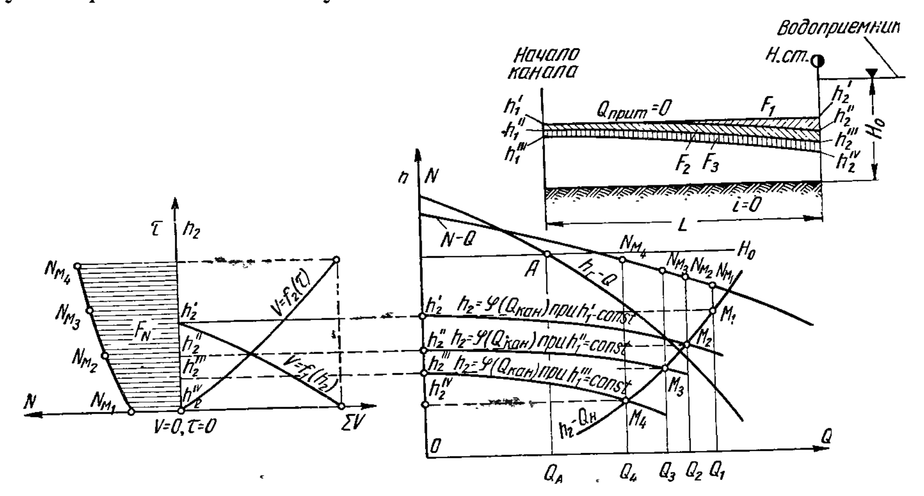


Рис. 304. Режим работы насоса при откачке воды из канала.

ся при глубине воды перед насосной станцией $h_2'=h_1'$, а заканчивается при установлении в канале глубины h_2^{IV}. Для упрощения допустим, что горизонт воды в водоприемнике, куда откачивается вода, постоянен, то есть $H_0=\text{const}$. Регулирование расхода насоса дросселированием или изменением числа оборотов не производится. Построим по данной кривой новую кривую h_2—$Q_н$, а также кривые $h_2=\varphi(Q_к)$ при глубине воды в голове канала $h_1'=\text{const}$, $h_1''=\text{const}$, $h_1'''=\text{const}$ и т. д.

Работа насоса начинается при глубине h_2', соответствующей горизонтальной поверхности воды в канале (так как $i=0$). Через некоторое время глубина воды перед насосной станцией понизится и станет равной h_2'', при этом в голове канала установится глубина h_1' благодаря образующейся кривой спада. Начало кривой спада и уровень горизонта воды перед станцией определяются по уравнениям неравномерного движения. При небольших разностях h_2'—h_2'', h_2''—h_2''' и т. д. порядка $5 \div 10$ *см* можно определить площадь сработки F_1 по формуле $\frac{1}{3}(h_2'-h_2'')L$, так как эта площадь ограничена с одной стороны параболой, имеющей вершину в голове канала, а с другой — горизонтальной поверхностью воды до начала откачки. При этом откачанный объем воды будет:

$$V_1=\frac{1}{3}(h_2'-h_2'')L\cdot b_{ср},$$

где $b_{ср}$ — средняя ширина поверхности воды канала у насосной станции между глубинами h_2' и h_2''.

Время откачки определится по формуле:

$$\tau_1=\frac{V_1}{Q_{ср}'},$$

где $Q_{ср}'$ — расход насоса средний между Q_1 и Q_2.

При дальнейшей работе насоса горизонт воды в начале канала установится при глубине воды h_1'', причем глубина воды у насосной станции пусть будет h_2'''. Расход насоса при этом будет изменяться от Q_2 до Q_3. Площадь сработки F_2 можно определить по формуле:

$$F_2 = (h_2'' - h_2''')L,$$

а для более точных подсчетов при построенных поверхностях воды в канале — планиметром. Тогда объем откачанной воды $V = F_2 \cdot b_{ср}''$, где $b_{ср}''$ — средняя ширина поверхности воды в канале у насосной станции между глубинами h_2'' и h_2'''. Время откачки

$$\tau_2 = \frac{V_2}{Q_{ср}''},$$

где $Q_{ср}''$ — расход средний между Q_2 и Q_3.

Таким же способом можно определить объем перекачанной воды и время откачки для последующих значений $h_2 < h_2'''$ и т. д.

Откладывая на чертеже суммарные объемы сработки в зависимости от глубины воды у насосной станции и суммируя значения τ, можно построить эксплуатационный график работы насоса в виде кривых $V_1 = f_1(h_2)$ и $V = f_2(\tau)$, а также определить среднюю удельную работу насоса $\frac{F_N}{V}$ *квт·ч/м*³. Здесь F_N — затраченная насосом работа, равная $\int_{\tau} N d\tau$ и изображаемая графически в виде площади F_N, а V — объем поднятой насосом воды (из канала) за все время его работы.

По окончании работы насосной станции горизонт воды в канале будет представлять горизонтальную поверхность.

Глубина воды у насосной станции определится из условия:

$$(b + mh_2)h_2 = \frac{V_0 - V_{отк}}{L},$$

где b — ширина канала по дну;
m — коэффициент заложения откосов;
$h_2 = h_1$ — глубина воды насосной станции по окончании работы;
V_0 — первоначальный объем воды в канале до начала работы насосной станции;
$V_{отк}$ — объем воды, перекачанной насосом.

Изложенный способ расчета позволяет выяснять условия работы насосной станции при любом количестве агрегатов, а также определять моменты включения и выключения агрегатов.

Если H_0 является переменной величиной, то есть насосная станция работает при изменении горизонтов в водоприемнике, то для этого надо знать зависимость H_0 от τ. Тогда для небольших значений можно H_0 считать постоянным и в этих пределах вести подсчеты указанным выше способом. Ясно, что при изменении H_0 надо строить новые кривые $h_2 - Q_н$ [то есть $h_2 = f(Q_н)$].

§ 5. СБОРНЫЕ РЕЗЕРВУАРЫ ОСУШИТЕЛЬНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Сборным рзервуаром, или аванкамерой, называется расширенная часть магистрального канала перед насосной станцией. Сборный резервуар устраивают в виде особого бассейна, ковша, пруда. Резервуар находится перед насосной станцией внутри обвалованного от водоприемника пространства.

На рисунке 146 был показан сборный бассейн перед насосной станцией (слева); справа виден шлюз для самотечного сброса воды в водоприемник (реку), от которого осушаемая территория ограждена дам-

бой. В резервуаре накапливается определенное количество сточной воды во время остановки насосов; затем вода откачивается из резервуара насосами.

Объем резервуара зависит при определенном графике стока от производительности насосных агрегатов. Самотечный сброс воды в водоприемник возможен только при низких горизонтах в нем. Поэтому насосная установка будет работать только в период высокого стояния горизонта в водоприемнике. В этих условиях роль резервуара сводится к сбору воды до момента пуска насосной станции. Кроме того, сборный резервуар задерживает некоторое количество воды во время работы насосной станции при высоких горизонтах в водоприемнике и при высоких горизонтах стояния воды на осушаемой территории. Резервуар аккумулирует разницу объемов воды между притоком и откачкой до тех пор, пока в водоприемнике не установится горизонт, при котором возможен самотечный сброс.

Если на насосной станции установлен один насос, работающий при максимальной производительности, то при малом притоке к станции насос без резервуара работает с перерывами, что рентабельно при автоматизации запуска и остановки насоса. В этом случае резервуар должен иметь такой объем, при котором была бы обеспечена многочасовая работа насоса; частые остановки и запуски насоса вредно отражаются на автоматической пусковой аппаратуре насосной станции.

Расположенный перед насосной станцией резервуар является и отстойником. Чтобы полезный объем резервуара не уменьшился из-за отложившихся наносов, отметку дна его назначают на 0,5—1 *м* ниже отметки, полученной из расчета для нижнего участка канала. Выше было указано, что часто из-за необходимости иметь большие объемы для резервуара роль его выполняют каналы осушительной системы. Если в этом случае на насосной станции установлены агрегаты с отношением их производительности 1 : 3 или 1 : 2, то при малом притоке обычно пускают в ход лишь один малый насос. Возможные объемы аккумулирующей воды определяются свободной частью живого сечения каналов, называемой *запасной емкостью каналов*. Она и должна соответствовать необходимому по расчету объему сборного резервуара при принятой производительности станции и имеющемся графике стока.

Однако запасная емкость каналов может потерять свое значение вследствие заиления или зарастания каналов травой. Поэтому при проектировании осушительной системы необходимо учитывать возможность такого уменьшения живого сечения. Устройство сборного резервуара обходится дорого из-за большого объема выемки, особенно когда для резервуара нельзя использовать естественные старопечья, вымоины, карьеры. В этом случае необходимо запроектировать работу насосных агрегатов так, как было указано в § 2 настоящей главы.

§ 6. ТИПЫ И КОНСТРУКЦИИ ОТДЕЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОУЗЛА

Насосная станция может быть расположена перед дамбой, в теле дамбы, в водоприемнике (стационарная или плавучая).

В первом случае она будет находиться в зоне сравнительно небольших колебаний горизонта воды в водоисточнике — подводящем канале (в среднем до 2 *м*). Поэтому конструкция и тип насосной станции, как и в оросительных насосных станциях, зависят в основном от конструкции насосов. В осушительных насосных станциях, характеризующихся незначительными напорами (при производительности свыше 400 *л/сек*) можно устанавливать пропеллерные насосы, которые имеют значительные преимущества перед центробежными и диагональными. Возмож-

ные типы насосных станций: 1) «камерный» с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом при производительности насоса не свыше 1,5 $м^3/сек$; 2) «блочный», включая и прямой подвод по рисунку 175, *а*; 3) «камерный» с «сухой» камерой с горизонтальными осевыми насосами; 4) «незаглубленный» с горизонтальным пропеллерным насосом, работающим с положительной высотой всасывания, с утеплением трубопроводов при необходимости. Заслуживают внимания насосные станции с осевыми насосами с наклонной осью (рис. 270) и с капсульными насосами (рис. 271) как наиболее компактные при малых напорах.

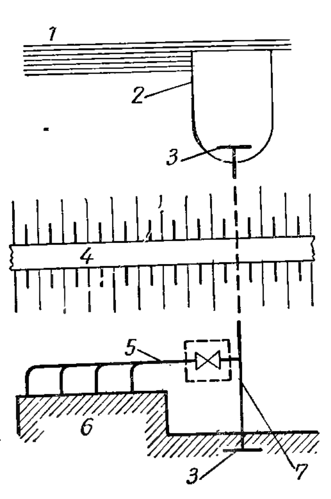


Рис. 305. Схема узла насосной станции, расположенной перед дамбой, с совмещением напорного трубопровода с самотечным сбросом:

1 — водоприемник; *2* — водовыпуск; *3* грунт; *4* — дамба; *5* — напорный трубопровод; *6* — насосная станция; *7* — самотечный водовод.

Следует заметить, что насосные станции с «мокрой» камерой и «затопленным» насосом можно применять лишь в районах с теплым климатом, когда вода в камере не замерзает. Центробежные насосы в осушительных станциях применяли, когда пропеллерные насосы не имели еще массового распространения, а теперь их следует устанавливать только при малых расходах. Окончательный выбор типа насосной станции зависит от тех же условий, что и для оросительных насосных станций, установленных на тупиковом канале. При выборе места для станции сравнивают два варианта: насосная станция расположена в теле дамбы и перед дамбой.

При расположении насосной станции в теле дамбы нет необходимости устраивать длинный напорный трубопровод (рис. 147) в основании дамбы, а устройства для самотечного сброса можно удобно разместить в здании насосной станции. Однако в этом случае будут более тяжелые условия для производства работ, иногда ограничиваемые сроками стояния низких горизонтов воды в водоприемнике. Необходимы мероприятия против фильтрации и прорыва дамбы в месте сопряжения ее с насосной станцией, а также в основании станции. Поэтому насосные станции в теле дамбы устраивают только при малых колебаниях уровней воды и глубинах в водоприемнике. Во всех остальных случаях насосную станцию следует размещать около дамбы, в обвалованной местности.

При устройстве насосной станции в теле дамбы она с водоприемником может соединяться либо коротким напорным трубопроводом (рис. 147, у каждого насоса отдельный трубопровод), либо без напорного трубопровода — ее напорная грань при благоприятных условиях (малые колебания уровней воды и глубины в водоприемнике, легкий режим ледохода и ледостава и др.) может сопрягаться с водоприемником. При расположении насосной станции перед дамбой прокладывают общий трубопровод для самотечного сброса и насосов (рис. 305) или отдельный, если в теле дамбы есть особый шлюз-регулятор. При этом предпочтительнее трубопровод располагать в специальном тоннеле, устроенном в основании дамбы, чтобы он был доступен для осмотра и исправления повреждений. Конструкции шлюзов для самотечного сброса рассматриваются в курсе гидротехнических сооружений.

Глава одиннадцатая. ВОДОПРОВОДНЫЕ НАСОСНЫЕ СТАНЦИИ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

§ 1. РАСПОЛОЖЕНИЕ ВОДОПРОВОДНЫХ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Современные водопроводные насосные станции разделяются на две группы: насосные станции I подъема, подающие неотфильтрованную воду на очистные сооружения, и насосные станции II подъема, забирающие очищенную воду из резервуаров и подающие ее в разводящую сеть.

Для схемы водоснабжения, изображенной на рисунках 152 и 153, возможны следующие случаи расположения насосных станций:

1) очистные сооружения и насосная станция II подъема расположены раздельно с насосной станцией I подъема;

2) насосные станции I и II подъемов и очистные сооружения находятся рядом и расположены на общей территории. Весь комплекс основных (насосные станции и очистные сооружения) и вспомогательных (резервуары, мастерские, гараж и пр.) сооружений составляет водопроводную станцию.

В первом случае возможно объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями в одном здании, особенно при небольшой производительности насосных станций и если это не противоречит условиям ПВО. Во втором случае возможно объединение насосных станций I и II подъемов в одном здании или объединение насосной станции II подъема с очистными сооружениями.

Каждый из этих вариантов имеет свои положительные и отрицательные стороны. Так, если насосная станция I подъема расположена отдельно от очистных сооружений и насосной станции II подъема, диаметр напорных трубопроводов при равномерной работе будет меньше, чем при неравномерной подаче чистой воды в сеть. Кроме того, расположение очистных сооружений, резервуаров чистой воды и насосной станции II подъема близ разводящей сети лучше позволяет наладить бесперебойное снабжение населенного пункта водой. При небольшой производительности насосных станций раздельное (от очистных сооружений) расположение насосной станции I подъема имеет ряд преимуществ и поэтому широко распространено в практике.

При заборе грунтовых вод насосные станции I подъема, очистные сооружения и насосная станция II подъема обычно располагаются на одной территории.

§ 2. ВЫБОР НАСОСА, ДВИГАТЕЛЯ И ЧИСЛА АГРЕГАТОВ

При подаче воды на очистные сооружения производительность насосной станции I подъема рассчитывают обычно на максимальный суточный расход с учетом расхода на хозяйственные нужды очистных сооружений (например, для промывки фильтров). Подача воды долж-

на быть равномерной в течение 22—24 часов, так как только в этом случае можно достигнуть наибольшей эффективности работы очистных сооружений.

Если подача воды насосной станцией I подъема не будет равномерной, то для равномерности работы очистных сооружений потребуется большой запасный резервуар, что связано с излишними капиталовложениями.

Обычно водоснабжение проектируют с учетом возможности его дальнейшего расширения. Строительство сооружений разбивают на очереди, например на две. Положим, суточный расход насосной станции I подъема в конце расчетного периода равен $Q_{макс}$ (при равномерной работе станции). Тогда можно поставить для первой очереди два насоса — один с рабочей производительностью, другой, резервный, с такой же производительностью. Для второй очереди добавляют еще один насос производительностью $Q_{макс}$. Следовательно, в первый период резерв составит 100%, а второй — 50%.

Возможен и другой вариант: в первую очередь ставят два насоса производительностью $Q_{макс}/2$ и один резервный насос $Q_{макс}/2$. Тогда во вторую очередь необходимо поставить еще два насоса производительностью по $Q_{макс}/2$ каждый.

Окончательно число рабочих и резервных агрегатов выбирают на основании технико-экономических показателей для различных вариантов с учетом назначения станции. Следует заметить, что как в оросительных, так и в водопроводных насосных станциях преимущества по капиталовложениям на стороне укрупненных агрегатов. При этом необходимо учитывать условия эксплуатации насосных станций, которые иногда могут изменить принятое вначале решение по укрупнению агрегатов.

Напор насосов станции I подъема определяется по известной формуле:

$$H = H_г + h_т,$$

где $H_г$ — геодезическая высота подъема от уровня воды в источнике водоснабжения (если всасывающие трубы насосов непосредственно забирают из него воду) или от уровня воды в приемном колодце до конечной отметки водоподачи — горизонта воды в изливной камере очистных сооружений;

$h_т$ — потери на гидравлические сопротивления во всасывающих и напорных трубах.

Если источник водоснабжения имеет значительные колебания горизонтов воды, то это обстоятельство следует учитывать при подборе насосов.

Для насосной станции II подъема и при подаче воды насосной станцией I подъема непосредственно в водонапорную башню, из которой происходит питание сети, насосы подбирают согласно суточному графику потребления воды. При этом следует учитывать, что возможны два основных режима работы насосной станции: равномерная и неравномерная подача воды станцией и, следовательно, неравномерная, или ступенчатая, работа насосов. Кроме того, в условиях сельскохозяйственного водоснабжения возможно применять двигатели с определенным режимом работы, всегда готовые к пуску (двигатели внутреннего сгорания, электродвигатели и пр.), или двигатели с неопределенным режимом работы (например, ветродвигатели).

Рассмотрим первый случай, когда двигатель имеет определенный режим работы (например, с центробежным насосом). На рисунке 306 изображен суточный график потребления: абсциссы показывают время в часах, а ординаты — часовой расход воды в процентах от суточного

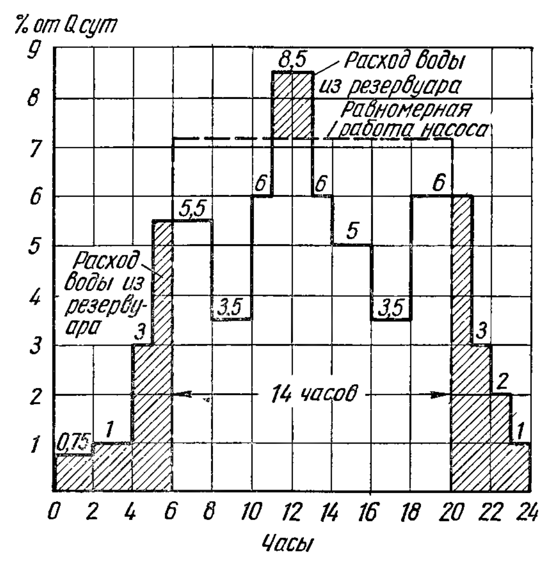


Рис. 306. Суточный график водопотребления с нанесением режима совместной работы насосной станции и резервуара.

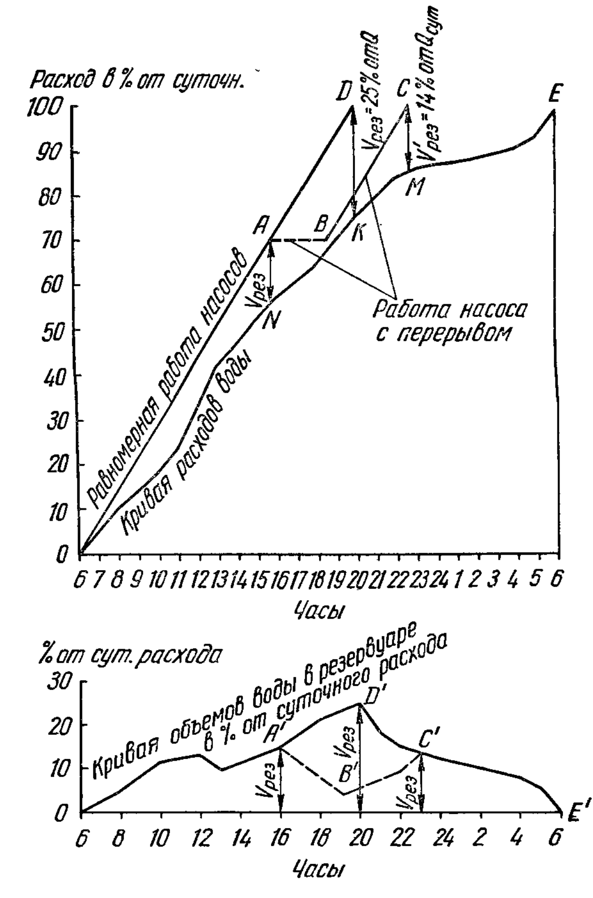


Рис. 307. Кривые для определения необходимой емкости резервуара.

расхода. Предположим, на станции установлен один рабочий насос, который работает равномерно в течение 14 часов. Часовой расход насоса при этом составит 7,17% от максимального суточного расхода. Проведя горизонтальную прямую, соответствующую работе насоса от 6 до 20 часов, найдем, что в период от 20 до 6 часов сеть будет питаться только из напорного бака, а в период от 11 до 13 часов — как из напорного бака, так и с помощью центробежного насоса. Во все остальное время насос будет питать сеть и наполнять резервуар.

Необходимую емкость резервуара легко определить, построив интегральную кривую расходов воды в процентах от суточного расхода и кривую подачи насосной станцией. Первая кривая (рис. 307) изображается линией OE, вторая (при равномерной работе насоса) — прямой OD. Для простоты изложения принято, что начало координат соответствует началу работы насоса — 6 часам. При такой работе насоса объем воды в резервуаре определяется разностью ординат двух кривых. Наибольшая величина этой разности DK соответствует максимальному рабочему объему резервуара $V_{рез}$, который равен 25% суточного расхода. Внизу на графике построена кривая $OA'V'C'E'$ объемов воды в резервуаре в зависимости от времени в процентах от суточного расхода воды.

Если изменить режим работы насоса, то можно добиться уменьшения рабочего объема напорного резервуара. Для этого нужно на какой-нибудь промежуток времени остановить на-

сос, а затем через некоторое время снова его пустить. Рассмотрим такой случай для той же интегральной кривой расходов воды. Кривая подачи воды насосом изображается ломаной линией $OABC$, где отрезок AB соответствует времени остановки насоса. В этом случае рабочий объем резервуара определяется или отрезком AN, или отрезком CM, смотря по тому, какой из отрезков больше (на чертеже $AN \cong CM$). Кривая объемов воды в резервуаре изображается линией $OA'B'C'E'$, а наибольший объем воды в резервуаре $V'_{рез}$ составляет около 14% суточного расхода воды, то есть на 9% меньше, чем при равномерной работе насосов.

Иногда для подбора производительности насосов и емкости резервуаров составляют таблицу (табл. 18).

Таблица 18

Часы суток	Подача насосов, % от $Q_{сут}$	Расход воды, % от $Q_{сут}$	Разность расходов		Объем воды в резервуаре, % от $Q_{сут}$
			приток к резервуару	расход из резервуара	

При неравномерной работе насосной станции насосы выбирают, принимая максимальный суточный или средний суточный расход за расчетный. Окончательно этот вопрос решается путем экономического сравнения этих двух вариантов. При сравнении условий работы насосной станции следует учитывать, что при равномерной подаче воды объем резервуара будет больше, а диаметр водовода меньше, чем при неравномерной. Гидромеханическое и энергетическое оборудование насосной станции будет проще при неравномерной подаче. В большинстве случаев неравномерная работа насосов бывает выгоднее для насосной станции II подъема большой и средней производительности. Нормальная емкость резервуара при неравномерной подаче колеблется в пределах 3—7% $Q_{сут}$, тогда как при равномерной подаче она составляет 12—20% $Q_{сут}$ и больше, особенно для небольших насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения, имеющих иногда значительные колебания часовых расходов.

Если двигатель, приводящий насос в действие, имеет неопределенный режим работы в течение суток (например, ветродвигатель), то для бесперебойной работы насосной станции необходимо иметь достаточные емкости резервуаров, чтобы в период безветрия можно было питать сеть из резервуаров или иметь запасный двигатель для привода в действие насоса, когда ветродвигатель не работает.

Если отказаться от запасного двигателя для ветронасосной установки, то емкость резервуара будет довольно большой — с учетом необходимого расхода воды в период затишья, суточного запаса воды на следующий день после затишья и дополнительного суточного запаса, который всегда предусматривается в ветронасосных установках. Следовательно, и мощность ветродвигателя должна рассчитываться не на суточный расход воды, а на то ее количество, которое необходимо подать в резервуар, чтобы было обеспечено водоснабжение в дни безветрия.

Расход воды Q ветронасосной установки определяется по формуле:

$$Q = Q_{сут} + \frac{Q_{сут}\, t_1 + Q_{сут}}{t_2} = Q_{сут}\frac{1 + t_2 + t_1}{t_2},$$

где t_1 — число дней периода затишья;

t_2 — число дней с рабочими ветрами между двумя следующими друг за другом периодами затишья.

Мощность ветродвигателя N_Q при этом будет больше мощности $N_{Q_{сут}}$, которая соответствовала бы работе при подаче только суточного расхода:

$$N_Q = N_{Q_{сут}} \frac{1+t_1+t_2}{t_2}.$$

Работа ветродвигателя без резервного двигателя невыгодна, так как в этом случае необходимы довольно значительный запас мощности ветродвигателя и большие по емкости напорные резервуары. Но даже и эти условия все же не обеспечивают полностью постоянства водоснабжения, так как величины t_1 и t_2 могут быть довольно различны и отклоняться от принятых значений. Поэтому в сельском хозяйстве в настоящее время обычно ставят резервный двигатель (например, конный привод или какой-либо тепловой двигатель).

При наличии резервного двигателя, работающего в периоды затишья, емкость резервуара может быть определена тем же методом, который был изложен выше. Учитывая неравномерность работы ветродвигателя, принимают емкость резервуара, равную суточному расходу воды. Это при небольшой производительности (20 ÷ 50 *м³/сут*) вполне возможно, так как такие объемы соответствуют обычным емкостям баков небольших водонапорных башен. Например, в одном колхозе, где был установлен ветродвигатель В-5, а в качестве резерва был использован конный привод, при среднегодовой скорости ветра 4,3 *м/сек* конным приводом было подано только 8% общего количества воды, поднятой за год. При суточном расходе воды около 20 *м³* среднегодовой коэффициент рабочего времени оказался равным 0,73. Емкость напорного бака была принята равной суточному расходу. Стоимость 1 *м³* воды при ветронасосной установке составляла 5—8% стоимости подвозки воды в случае немеханизированного водоснабжения.

При определении месячной выработки ветродвигателя для постоянного напора составляют варианты работы его с насосами различной производительности.

Ветродвигатель необходимо загружать таким образом, чтобы нагрузка насоса с постоянным ходом поршня соответствовала скорости ветра, которая наблюдается примерно в течение $^1/_3$ времени расчетного периода. За расчетный период следует принимать в обычных условиях летний месяц, когда скорость ветра обычно имеет наименьшие значения, а потребность в воде возрастает по сравнению с зимними месяцами. При повышенном расходе воды в зимнее время по сравнению с летним следует проверять отдачу ветронасосной установки для зимних скоростей ветра. Во всех случаях необходимы поверочные расчеты и при других, не наименьших скоростях ветра. Кроме того, необходимо подсчитывать годовую выработку ветронасосной установки.

Поршневые насосы для ветродвигателя следует подбирать согласно данным, приводимым в каталогах или справочниках. При определении часов работы ветродвигателя необходимо исходить из количества часов повторяемости ветра в зависимости от среднегодовых и среднемесячных его скоростей.

Следует учитывать также и те скорости ветра, при которых ветродвигатель под нагрузкой начинает работать (трогается с места), так как для большинства ветродвигателей такая скорость находится в пределах 4—5 *м/сек*. Ветродвигатель, находящийся под нагрузкой, останавливается сам при скоростях ветра от 3 до 4 *м/сек*.

Противопожарные насосы устанавливают в насосных станциях II подъема при противопожарно-хозяйственном водопроводе высокого давления. В этом случае ставят насосы двух видов: противопожарные

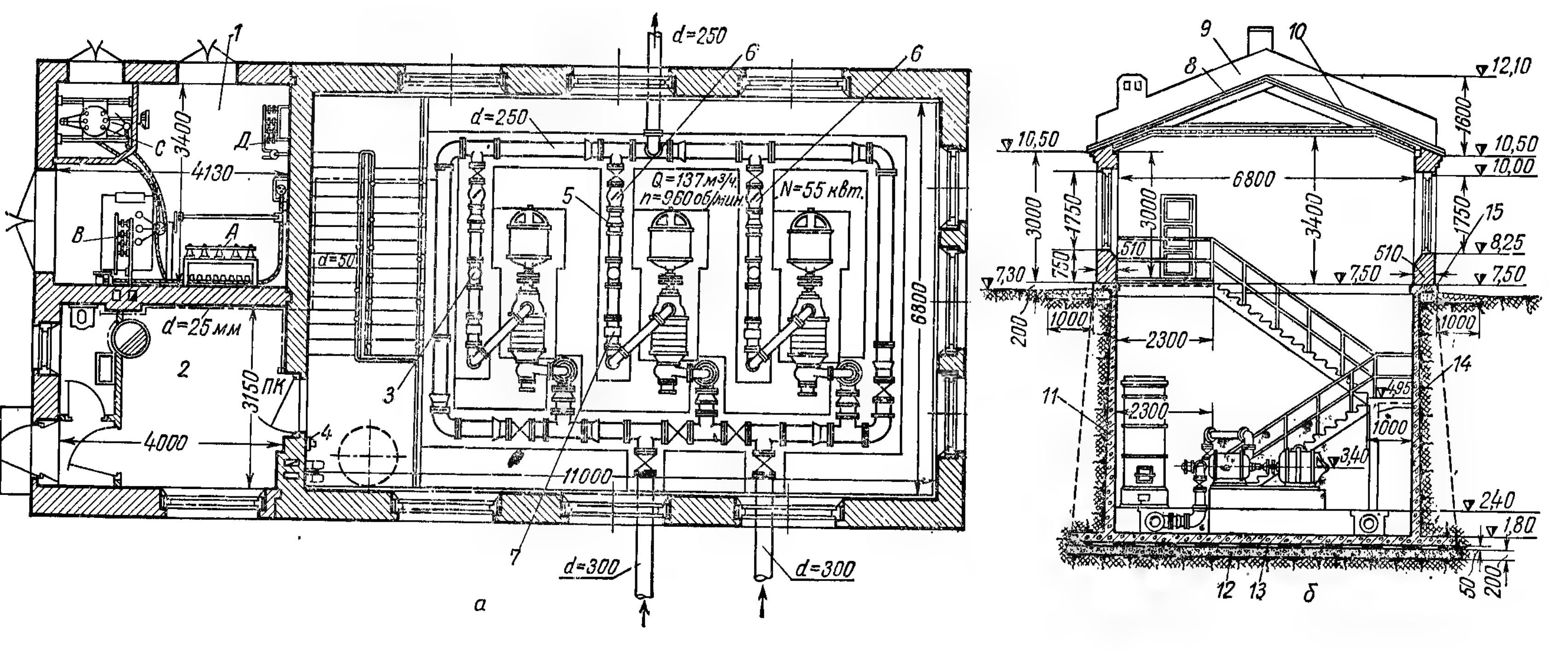


Рис. 308. Насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой с тремя агрегатами:

а — план; *б* — поперечный разрез; *1* — трансформаторная; *2* — дежурная и мастерская; *3* — водомер; *4* — телефон; *5* — сальник; *6* — обратный клапан; *7* — грязевик; *8* — бруски 40×40; *9* — брандмауэр; *10* — листовое железо; *11* — железобетон; *12* — бетонная подготовка 200 *мм*; *13* — изоляция из церезита 50 *мм*; *14* — смазка — гудрон со смолой; *15* — изоляция (толь). *А* — щит высокого давления; *В* — трансформатор; *С* — выключатель; *Д* — щит низкого напряжения.

с высоким давлением и хозяйственные с более низким давлением. Во время пожара включают противопожарные насосы, производительность которых должна обеспечить не только хозяйственные расходы, но и необходимые расходы воды для тушения пожара. Хозяйственные насосы подают воду только для хозяйственных нужд, во время пожара их выключают.

Напор противопожарных насосов определяют по кривым давления в сети с учетом хозяйственного и пожарного расходов, а также давлений у гидрантов, необходимых для непосредственного тушения из

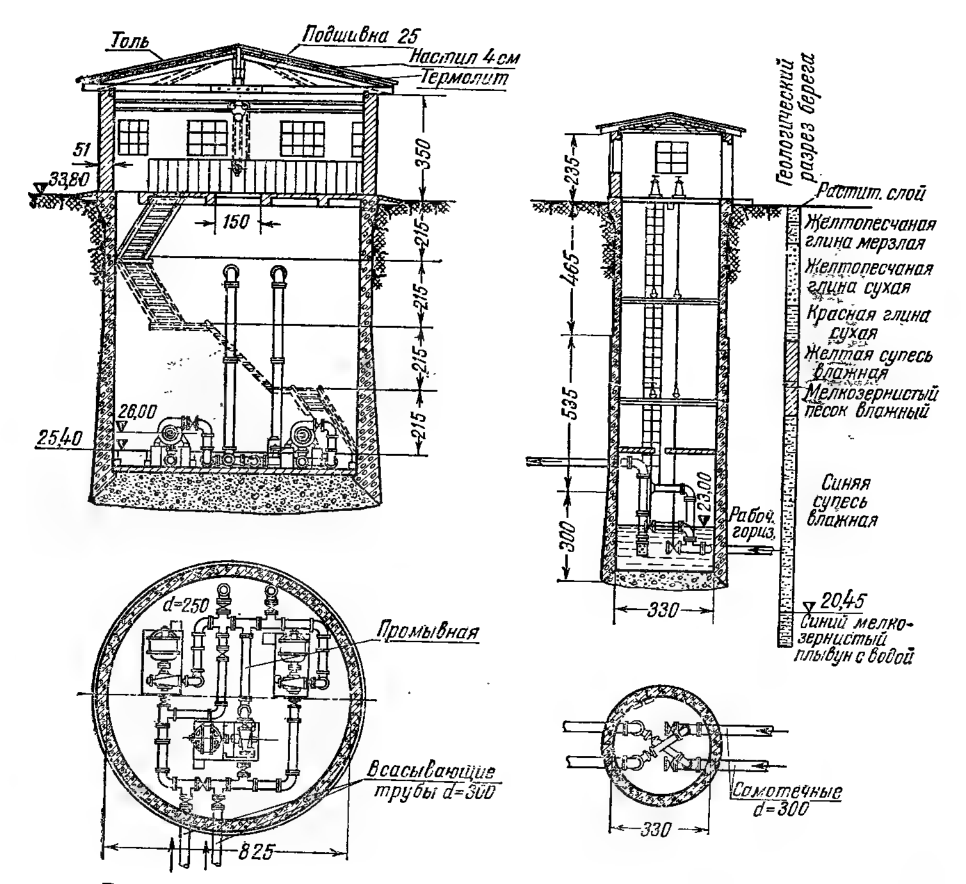


Рис. 309. Насосная станция круглой формы «шахтно-камерного» типа.

них пожаров. Нормальный резерв для пожарных насосов принимается равным 100%. При хозяйственно-противопожарных водопроводах низкого давления пожары тушат передвижными насосами, которые берут воду из гидрантов. В этом случае свободный напор в сети определяется нормами. Иногда инструкции допускают некоторое небольшое понижение давления в сети во время пожара, если при этом условии противопожарные насосы могут работать удовлетворительно.

Необходимый во время пожара дополнительный расход воды может быть подан в сеть отдельными насосами. Напор этих насосов должен быть такой же, какой был принят для хозяйственных насосов. В этом случае водоводы, по которым подается пожарно-хозяйственный расход, будут иметь большие диаметры и, следовательно, общие капиталовложения по водопроводу увеличатся.

Необходимый пожарный расход воды можно обеспечить и другим способом. Для этого требуется, чтобы в водонапорном резервуаре имел-

ся неприкосновенный запас воды, необходимый для тушения пожара. Во время пожара насосная станция будет подавать только хозяйственный расход, а пожарный расход будет подаваться из напорного резервуара. В этом случае иногда приходится приподнимать водонапорный резервуар (против нормальной его высоты), чтобы была возможность не выключать его при пожаре. Последнее легко выполнимо, если свободный напор в сети разрешено понижать до 7—10 *м*. Пожарный запас

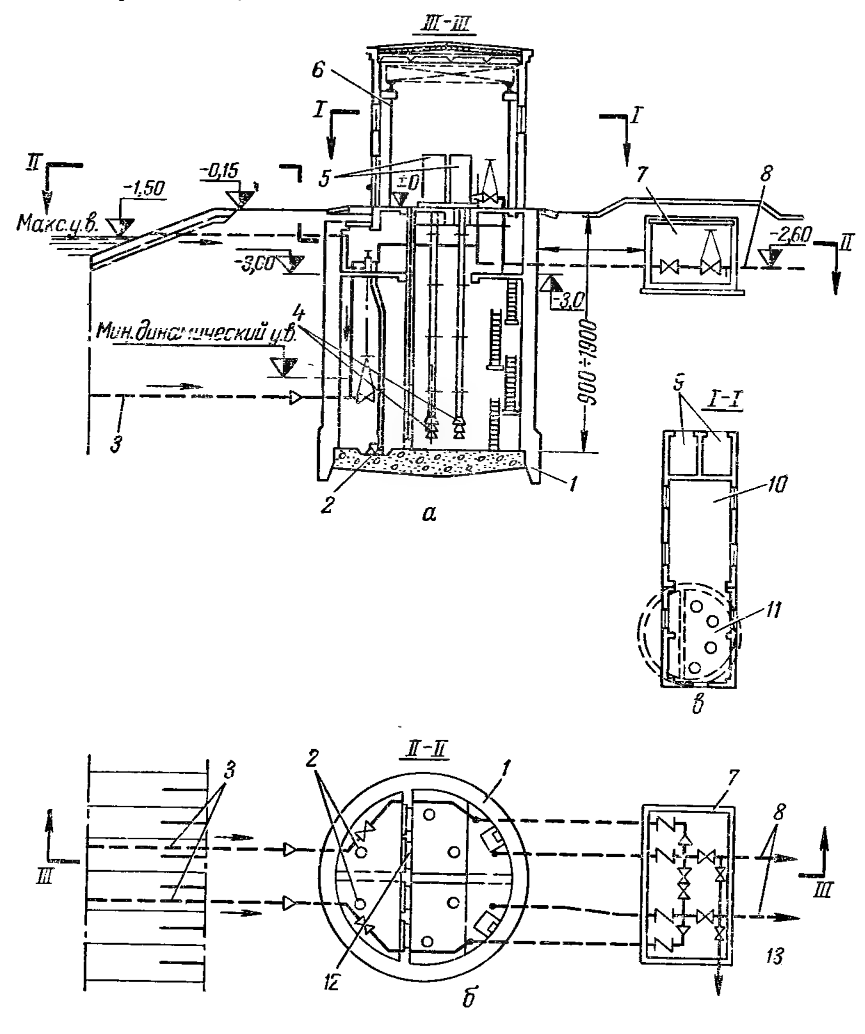


Рис. 310. Насосная станция с четырьмя артезианскими насосами (производительность до 1000 *л/сек*):

а — продольный разрез (III—III); *б* — план (II—II); *в* — план надстройки (I—I), *1* — подземная часть; *2* — эжектор; *3* — самотечная подводящая линия; *4* — артезианские насосы, *5* — электродвигатели; *6* — надстройка; *7* — камера переключения, *8* — напорные трубопроводы; *9* — камеры трансформаторов; *10* — помещение для щитов; *11* — машинный зал; *12* — сетки; *13* — сброс.

воды в резервуарах нужно восстанавливать одновременно с его расходованием в течение времени, определяемого специальными постановлениями и нормами. Если насосная станция работает не круглые сутки, в часы ее остановки необходимо в напорном резервуаре иметь запас воды (сверх хозяйственного). Этот запас должен обеспечивать тушение пожара в течение определенного промежутка времени, устанавливаемого специальными нормами, с тем чтобы в этот период можно было включить в работу насосную станцию.

В сельском хозяйстве при хозяйственно-противопожарном водопроводе низкого давления можно применять передвижные насосные установки: ручные поршневые насосы, поршневые и центробежные насосы с двигателем внутреннего сгорания, автонасосы.

На рисунке 308 представлена насосная станция «камерного» типа с «сухой» камерой с тремя электронасосными агрегатами производительностью 137 $м^3/час$ каждый.

Один из трех агрегатов служит резервом. К насосной станции подведены две всасывающие линии диаметром 300 *мм*, имеющие переключения к трем насосам и к напорному трубопроводу. Подземная часть насосной станции выполнена в виде железобетонной коробки с контрфорсами. Такая конструкция отличается компактностью и простотой. Трубопроводы внутри насосной станции расположены по обычной схеме, часто встречающейся в практике. При ремонте некоторых задвижек возможна остановка всей станции, что при большой емкости напорного резервуара и работе насосной станции неполные сутки в некоторых случаях допустимо.

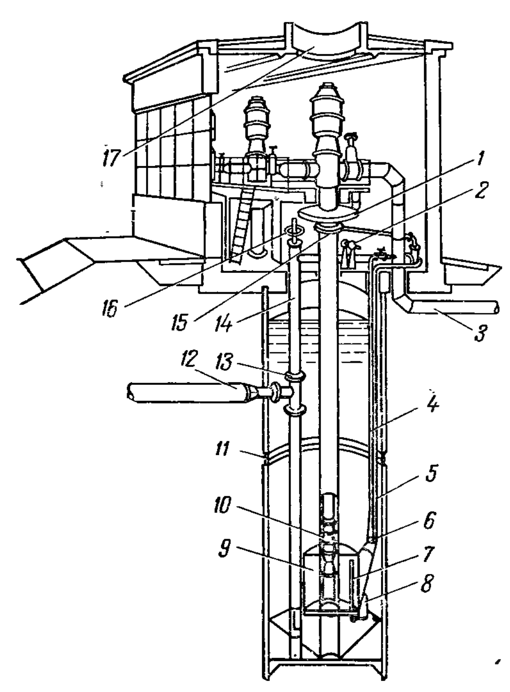


Рис. 311. Насосная станция с подземной частью из сборных скорлуп-панелей (ВНИИГС):

1 — механизм вращения сетки; *2* — лебедка для подъема сетки; *3* — напорный трубопровод; *4* — труба для подачи воды к эжектору; *5* — отводящая труба эжектора; *6* — двухступенчатый водоструйный эжектор; *7* — труба промывки сетки; *8* — отсасывающий раструб; *9* — вращающаяся сетка; *10* — насос типа А или АП; *11* — стык скорлуп оболочек; *12* — самотечно-сифонная линия; *13* — клапанный затвор; *14* — труба промывки самотечной линии; *15* — захватное приспособление для подъема сетки; *16* — управление клапанным затвором; *17* — монтажный люк.

На рисунке 309 изображена насосная станция I подъема «шахтно-камерного» типа. Водоприемный колодец расположен отдельно от насосной станции, к которой вода подводится двумя всасывающими стальными трубами диаметром по 300 *мм*. Напорных линий две, диаметр чугунных труб 300 *мм*. Производительность каждого из насосов 290 $м^3/час$. Два насоса — рабочие, третий — резервный. Когда не было вертикальных насосов небольшой производительности, очень часто применяли подобный тип насосной станции; при этом электродвигатели хорошо изолировали от сырости. С освоением промышленностью артезианских насосов удалось по-иному решать конструкции узлов сооружений насосных станций. Приведем некоторые из них (по материалам Союзводканалпроекта).

На рисунке 310 показана насосная станция из монолитного железобетона с четырьмя артезианскими насосами 20А-18 и 24А-18. Производительность станции до 1,0 $м^3/сек$.

На рисунке 311 приведена насосная станция из сборных железобетонных колодцев ($d=3$ *м*), опускаемых в грунт при помощи вибропогружателя (НВП-56). Три колодца имеют общую надстройку и при оборудовании станции насосами 24А-18, производительность станции около 2500 $м^3/час$.

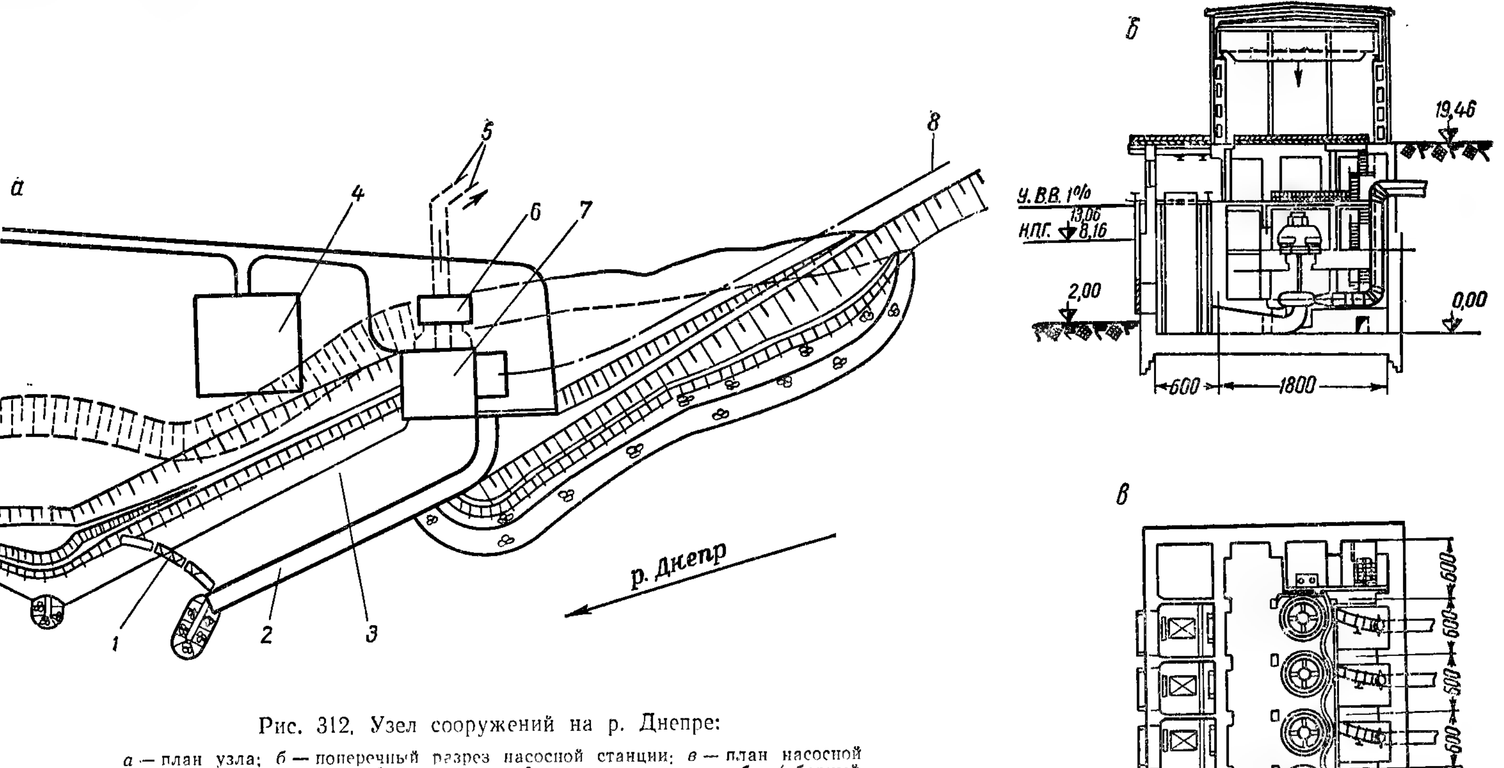


Рис. 312. Узел сооружений на р. Днепре:

а — план узла; *б* — поперечный разрез насосной станции; *в* — план насосной станции; *1* — запань и рыбозаградитель; *2* — оградительная дамба (сборный железобетон); *3* — ковш, *4* — подстанция и РУ; *5* — напорные трубопроводы 1400 *мм* — 2 нитки; *6* — камера переключения; *7* — насосная станция; *8* — подъездной путь широкой колеи.

Капитальные затраты на строительство станции этой конструкции почти в два раза меньше, чем обычных.

На рисунке 312 приведен узел сооружений насосной станции внеплощадочного производственного водоснабжения из р. Днепр, производительностью 14 $м^3/сек$, оборудованной четырьмя насосами 52В-11а ($Q=4{,}75$ $м^3/сек$, $H=80—85$ $м$).

На рисунке 313 показан водозабор сифонного типа, который, по данным исследований (ВНИИГ), захватывает значительно меньше насосов, чем обычный водозабор с окнами в вертикальной стенке. При наличии естественного напора и небольшой производительности насосной станции целесообразна установка тарана.

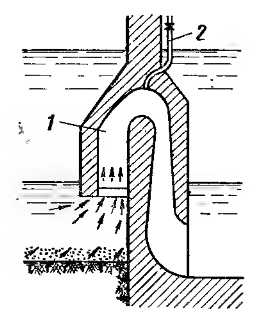


Рис. 313. Водозабор сифонного типа:

1 — сифон; *2* — труба к вакуум-насосу.

В практике применяют временные насосные установки различных типов и устройств. Схему насосной установки, изображенную на рисунке 249, часто применяют во временных насосных установках при заборе воды из источника водоснабжения с колебанием горизонтов воды. Подробно передвижные насосные установки рассмотрены в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

Для передвижных насосных установок невысокой производительности можно устанавливать небольшой электродвигатель насоса постоянного тока, получающий питание от аккумуляторной батареи. Такую установку можно с успехом применять в сельском хозяйстве, особенно при наличии ветряных электростанций, вырабатывающих постоянный ток.

Характерная особенность работы насосных станций водоснабжения — резкое изменение расходов в течение суток, вызывающее большое колебание напоров, особенно при большой протяженности сети. Этого можно избежать путем технико-экономического сравнения ряда вариантов: а) установка одинаковых насосов; б) регулирование работы насосов (см. гл. VII); в) установка насосов с разными характеристиками и др.

§ 3. АВТОМАТИЗАЦИЯ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ ДЛЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Особое значение для насосных станций сельскохозяйственного водоснабжения имеет электрификация и автоматизация управления насосными агрегатами, что значительно снижает эксплуатационные расходы. В качестве примера приведем показатели по двум станциям. Станция № 1 объединяет три отдельные насосные станции: одну на реке для технического водоснабжения и две для питьевых целей с глубоководными центробежными насосами. Станция № 2 имеет семь артезианских скважин с глубоководными центробежными насосами [16]. В таблице 19 приведены данные по их эксплуатации.

Кроме того, при автоматизации сокращается регулирующая емкость водонапорных сооружений, так как максимальная регулирующая емкость составляет:

$$V = \frac{Q}{4n}\ м^3,$$

где Q — подача насоса, $м^3/час$;

n — максимально допустимое число включений в час; принимается $n=4 \div 6$.

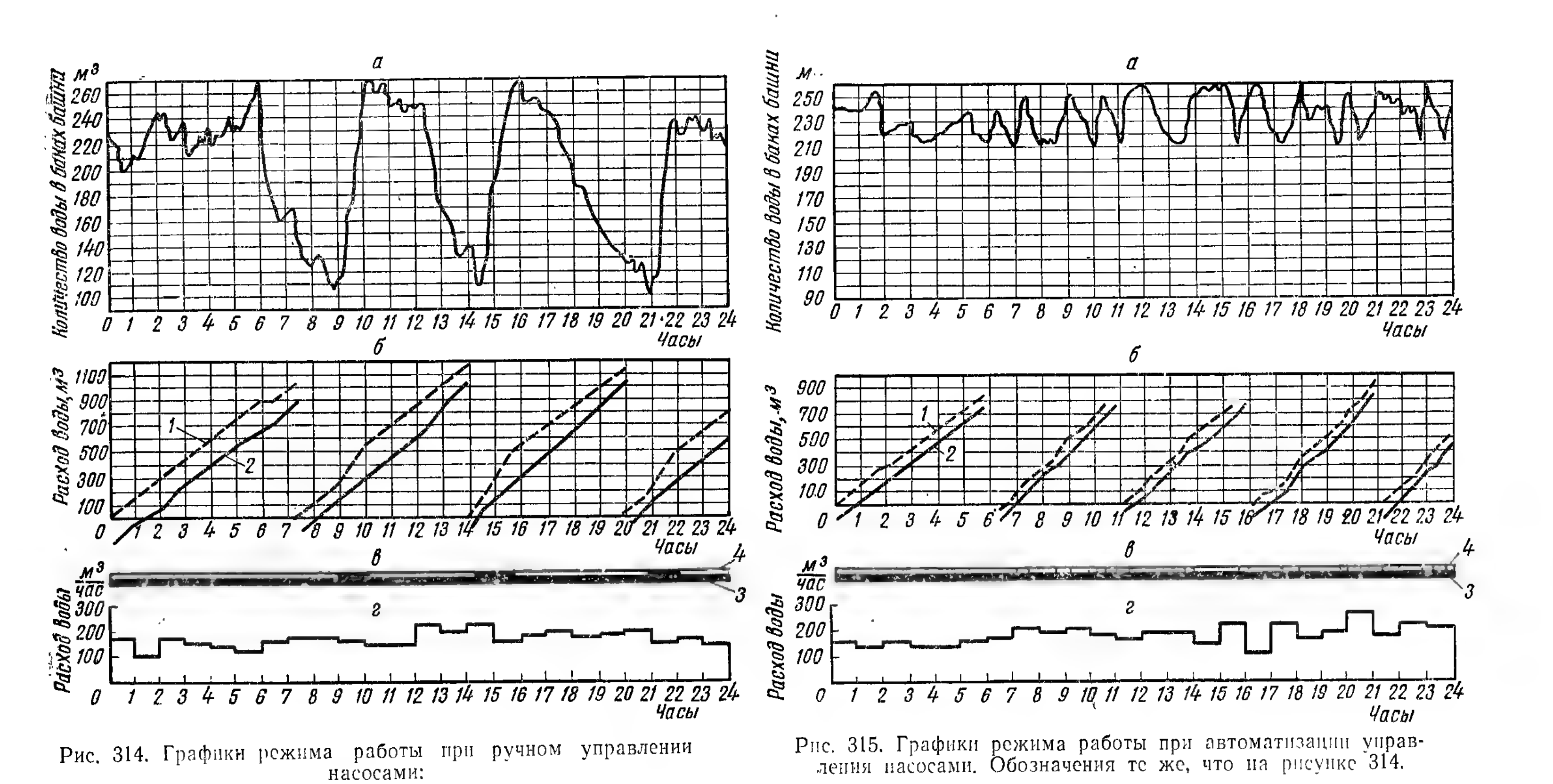


Рис. 314. Графики режима работы при ручном управлении насосами:

а — режим работы водонапорной башни; *б* — интегральные кривые расходов; *в* — график работы насосов; *г* — режим водопотребления; *1* — кривая производительности насосов; *2* — кривая водопотребления; *3* — рабочий насос; *4* — резервный насос.

Рис. 315. Графики режима работы при автоматизации управления насосами. Обозначения те же, что на рисунке 314.

Таблица 19

Показатели	Измеритель	Насосная станция	
		№ 1	№ 2
Количество обслуживающего персонала до автоматизации	чел.	8	21
То же, при автоматизации	»	4	8
Заработная плата штата за год до введения автоматизации	тыс. руб.	64,8	170,0
То же, при автоматизации	» »	32,4	64,8
Дополнительные расходы по автоматизации и текущему ремонту аппаратуры при автоматизации	» »	2,0	3,5
Сокращение годовых эксплуатационных расходов при автоматизации	» »	30,4	101,7
Стоимость автоматизации	» »	20,0	35,0
Срок окупаемости	мес.	7,9	4,2

Приведем графики режима работы технического водоснабжения при ручном (рис. 314) и автоматическом управлении насосами (рис. 315). При ручном управлении объем башни был 160 $м^3$, а при автоматизации уменьшился до 50 $м^3$, что составляет в среднем около $^1/_{85}$ суточного расхода. Следовательно, автоматизация приводит к уменьшению строительных объемов насосных станций, жилых и подсобных помещений. При автоматизации повысилась бесперебойность работы насосных агрегатов.

В таблице 20 приведены данные о количестве аварий до и после введения автоматизации насосных станций.

Таблица 20

Причины аварий	Количество аварий, %	
	при ручном управлении	при автоматическом управлении
Перегрев подшипников	40	Нет
Неправильное включение электродвигателей	10	0,05
Неправильное переключение	15	Нет
Подгорание и приваривание контактов	3	10
Ложное отключение	10	Нет
Повреждение трубопроводов	5	3
Выход из строя оборудования	12	Нет
Порча измерительных приборов	5	0,19
Всего	100	13,24

Эти данные ясно показывают и экономическое и техническое преимущество введения автоматизации управления насосными станциями.

Глава двенадцатая. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ И ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ И НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

§ 1. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

Реконструкцию существующих, размещение и строительство новых предприятий, систем и сооружений можно выполнять только после обоснования технической и экономической целесообразности их и рентабельности путем проведения специальных технико-экономических расчетов. Выполняя эти расчеты, в конечном счете следует отыскать такие решения народнохозяйственных задач, которые дают наибольший рост производительности труда.

Обоснованию технико-экономическими расчетами подлежит не только система или узел сооружений в целом, но и отдельные их составляющие. При этом учитывают все элементы, определяющие капитальные затраты, расходы при эксплуатации, стоимость и необходимость выпускаемой продукции, возможность ее реализации, а также затраты, связанные с ней. При проведении технико-экономических расчетов необходимо также учитывать естественноисторические условия места расположения системы или сооружения, особые условия места (сейсмичность, транспортные условия, местные материалы и др.), класс сооружения и др.

Рассмотрим краткий перечень и техническую сущность основных вопросов, решаемых обычно при помощи технико-экономических расчетов при проектировании мелиоративных насосных станций.

1. Обоснование машинного водоподъема (в сравнении с самотечной подачей воды) и общей рентабельности мероприятия. Выбор источника водоснабжения (при орошении, обводнении и водоснабжении) или водоприемника (при осушении) с учетом затрат по их регулированию и др.

2. Выбор места и конструкции водозабора и головной насосной станции.

3. Выбор числа зон качания — обоснование целесообразности водоподъема одной общей (с большим напором) насосной станцией или несколькими последовательно расположенными по высоте станциями, каждая из которых имеет меньший напор и уменьшающуюся (с увеличением высоты расположения) производительность. Зонирование водоподъема встречается в практике орошения и обводнения, а также в водоснабжении (при значительной разности отметок поверхности земли в отдельных районах объекта водоснабжения устраивают местные подкачки, чтобы не поднимать всю воду на излишнюю высоту).

Автоматизация и дистанционное управление являются благоприятными факторами зонирования водоподъема, так как позволяют сократить затраты на содержание штата. Зонирование водоподачи может дать особенно большой эффект при орошении, когда на нижних зонах возможно разместить более влаголюбивые культуры, и при водоснабжении, когда основные зоны по водопотреблению значительно больше, чем зоны подкачки.

Эти три вопроса (пп. 1, 2, 3) разрабатываются в начальной стадии проектирования (технико-экономический доклад или проектное задание), то есть при разработке генеральной схемы мероприятия.

4. Обоснование компоновки узла сооружений каждой насосной станции. При этом следует стремиться в общем случае уменьшить длину напорных, всасывающих и самотечных трубопроводов, по возможности сконцентрировать все сооружения или расположить их группами, создать совмещенное решение узла сооружений, облегчить условия автоматизации.

5. Выбор числа и типа насосных агрегатов.

6. Выбор материала стенок, числа ниток напорных трубопроводов и экономически наивыгоднейшего диаметра их.

При значительных напорах (более 40 *м* вод. ст.) и длинах напорных трубопроводов (более 300 *м*) следует разбить трубопровод на несколько участков в зависимости от напора и для каждого участка установить материал и толщину стенки и выбрать экономически наивыгоднейший диаметр трубопровода.

7. Установление экономически наивыгоднейшего месторасположения здания насосной станции.

8. Обоснование технико-экономическими расчетами размеров и конструкций отдельных сооружений (материал, сборность и др.).

При выполнении расчетов все рассмотренные вопросы должны быть увязаны между собой, а также с организацией и механизацией производства работ.

Необходимо обеспечить быстрейший ввод в действие сооружения в целом или по очередям и получение наиболее дешевой продукции (по насосной станции — наиболее низкой стоимости 1 *м*^{3} поднимаемой воды).

Все технико-экономические расчеты ведут методом вариантности (разрабатывается несколько возможных и технически целесообразных вариантов проектируемого сооружения) с определением по каждому варианту технико-экономических показателей и анализом показателей принятого сооружения и аналогичных запроектированных или построенных объектов, то есть применяют метод определения сравнительной экономической эффективности. Для каждого варианта составляют: смету стоимости строительно-монтажных работ со стоимостью оборудования (сумма капитальных затрат) и смету стоимости эксплуатации (себестоимость годовой продукции), на основании которых и выводят технико-экономические показатели каждого варианта и выполняют расчеты по выбору варианта.

Сметы стоимости строительно-монтажных работ и оборудования для выбора варианта, как правило, составляют в объеме СФР (сметно-финансового расчета) по имеющимся калькуляциям, или по укрупненным измерителям, или по аналогии с сооружениями, подобными рассматриваемому. Часто при сравнении вариантов сооружения, не изменяющиеся в узле (например, напорные трубопроводы и др.), при расчетах не учитывают.

Ежегодные эксплуатационные расходы (для насосной станции себестоимость поднимаемой воды за год) включают: отчисления на амортизацию и ремонты сооружений и оборудования, затраты на энергию и топливо, затраты на заработную плату, смазочные и обтирочные материалы, административно-хозяйственные и др.

Прямыми ежегодными эксплуатационными расходами называются перечисленные затраты за вычетом суммы отчислений на восстановление.

Мелиоративные системы и мелиоративные насосные станции работают в большинстве случаев сезонно, поэтому ежегодные эксплуатационные расходы и количество поднимаемой воды определяют для них

за год. До недавнего времени основным критерием для выбора наивыгоднейшего варианта была наименьшая сумма ежегодных эксплуатационных расходов. Но этот метод не учитывает масштабов первоначальных капитальных вложений. В настоящее время при выборе наивыгоднейшего или более экономически эффективного варианта узла сооружений в целом и по отдельным элементам пользуются методом срока окупаемости. Сроком окупаемости называется время, в течение которого увеличение капиталовложений по одному варианту в сравнении с другим окупается экономией на прямых ежегодных эксплуатационных расходах. При этом предполагается, что мощность, производительность и другие характеристики сооружения в сравниваемых вариантах одинаковы. Иногда срок окупаемости называют сроком уравнивания затрат. Метод срока окупаемости можно рекомендовать как один из основных при производстве расчетов по технико-экономическим обоснованиям.

Срок окупаемости определяется по формуле:

$$T = \frac{K_2 - K_1}{C_1' - C_2'},$$

где K_1 и K_2 – капитальные вложения по сравниваемым вариантам;

C_1' и C_2' — суммы прямых ежегодных эксплуатационных расходов, то есть эксплуатационных расходов за вычетом отчислений на восстановление;

T — срок окупаемости дополнительных капитальных вложений.

Иногда пользуются коэффициентом сравнительной эффективности, представляющим собой обратную величину срока окупаемости:

$$E = \frac{1}{T}.$$

Из этого выражения следует, что чем меньше коэффициент эффективности, тем больше срок окупаемости и тем меньше эффективность проектируемого сооружения.

Для мелиоративно-гидротехнического и энергетического строительства нормативные сроки окупаемости составляют о к о л о 8 л е т, н о н е б о л е е 10.

Для уяснения сущности технико-экономических расчетов рассмотрим несколько примеров.

Пример 1. Разработаны два варианта оросительной насосной станции с различным количеством и типом насосных агрегатов. По первому варианту капитальные вложения составляют 420 000 руб. при сумме прямых ежегодных эксплуатационных расходов за год 190 000 руб. По второму варианту (с новым оборудованием) капиталовложения за счет освоения нового оборудования определены в сумме 445 000 руб., а сумма прямых ежегодных эксплуатационных расходов меньше и составляет 180 000 руб. Срок окупаемости дополнительных затрат по второму варианту за счет применения нового оборудования в сравнении с первым будет:

$$T = \frac{445\,000 - 420\,000}{190\,000 - 180\,000} = 2{,}5$$ года, то есть он является более эффективным.

Если один из рассматриваемых вариантов имеет меньшие капиталовложения и меньшие эксплуатационные годовые расходы (себестоимость поднимаемой за год воды), то он является наиболее эффективным и срок окупаемости дополнительных капиталовложений не определяют.

При сопоставлении вариантов сооружений с различной производительностью (различный объем вырабатываемой за год продукции — поднимаемой воды, вырабатываемой энергии и др.) величины капиталовложений и ежегодных эксплуатационных расходов должны быть скорректированы по варианту с меньшим объемом производства до сопоставимой величины последнего.

При сравнении нескольких вариантов (более двух) для упрощения расчетов можно пользоваться формулой, по которой для наиболее эффективного варианта определяется наименьшая сумма затрат:

$K+TC$ минимум,

где K — капитальные вложения по каждому рассматриваемому варианту;

C — сумма ежегодных эксплуатационных расходов;

T — отраслевой нормативный срок окупаемости.

Пример 2. Разработано три варианта оросительной насосной станции, два из них рассмотрены в примере 1, а третий вариант имеет капиталовложения в сумме 480 000 руб. и ежегодные эксплуатационные расходы в сумме 170 000 руб., то есть

$$K_1 = 420\,000 \text{ руб.}; \quad C_1 = 190\,000 \text{ руб.};$$

$$K_2 = 445\,000 \text{ руб.}; \quad C_2 = 180\,000 \text{ руб.};$$

$$K_3 = 480\,000 \text{ руб.}; \quad C_3 = 170\,000 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости $T=8$ лет.

Выполним расчет по приведенной выше формуле.

1-й вариант:

$$420\,000 + 8 \cdot 190\,000 = 1\,940\,000 \text{ руб.};$$

2-й вариант:

$$445\,000 + 8 \cdot 180\,000 = 1\,885\,000 \text{ руб.};$$

3-й вариант:

$$480\,000 + 8 \cdot 170\,000 = 1\,840\,000 \text{ руб.}$$

Из рассмотренных вариантов третий является наилучшим, так как дает наименьшую сумму затрат.

Если сравниваемые варианты имеют различные сроки строительства, необходимо учитывать экономический результат от уменьшения или увеличения периода строительства, исходя из среднего эффекта, который может быть получен при производительном использовании капитальных вложений с учетом специфических условий, характерных для данной отрасли.

Средний эффект производительного использования капиталовложений можно учитывать коэффициентом $K_{пр}$ по формуле сложных процентов:

$$K_{пр} = (1+E)^{T_р},$$

где E — отраслевой нормативный коэффициент эффективности;

$T_р$ — расчетный период времени, равный удлинению периода строительства в годах, в одном из сравниваемых вариантов.

Делением на коэффициент $K_{пр}$ затраты более поздних лет приводятся к затратам текущего времени. Такие расчеты часто выполняют при возведении сооружения по очередям. Поясним это на примере.

Пример 3. Крупная оросительная насосная станция подает воду в две зоны. Сметная стоимость капитальных вложений по станции определена в сумме 1 400 000 руб. По второму варианту предлагается выполнить строительство станции в две очереди; сооружение для второй зоны орошения намечается построить во вторую очередь, через 4 года. В этом случае капиталовложения по первой очереди определены в сумме 900 000 руб., а по второй очереди — в сумме 600 000 руб., то есть сумма капиталовложений по станции равна 1 500 000 руб., что на 100 000 руб. больше, чем в первом варианте. Для приведения затрат второй очереди к текущему времени разделим их на $K_{пр}$. Нормативный коэффициент эффективности $E=\frac{1}{T}=0{,}125$; $K_{пр}=(1+E)^{T_р}$; $T_р=4$ года; следовательно, $K_{пр}=(1+0{,}125)^4=1{,}6$.

Величина капиталовложений по второй очереди, приведенная к текущему времени, составит:

$$600\,000 : 1{,}6 = 375\,000 \text{ руб.}$$

Сумма приведенных капиталовложений по второму варианту будет $900\,000+375\,000 = 1\,275\,000$ руб., то есть меньше, чем по первому варианту.

В практике бывает необходимо решить вопросы, связанные с внедрением новой техники (механизация и автоматизация производственных процессов, установка нового, более совершенного оборудования и др.). Целесообразность этих мероприятий определяется изложенным ниже методом.

Пример 4. На одной из насосных станций ручное управление агрегатами было заменено автоматическим. Затраты на автоматизацию составили 10 000 руб., а ежегодные расходы по содержанию эксплуатационного персонала сократились на 11 000 руб. Затраты на автоматизацию окупились в срок $T = \frac{10\,000}{11\,000} = 0{,}91$ года, то есть такое мероприятие весьма эффективно.

Таким же методом может быть определена, например, эффективность замены старых насосных агрегатов новыми, с большим коэффициентом полезного действия. Часто одновременно с заменой старого оборудования новым решается вопрос об установке более производительного оборудования, то есть об увеличении мощности насосной станции. В этом случае эффективность проводимого мероприятия нужно определять с учетом увеличения производительности сооружения.

Для вычисления величины ежегодных эксплуатационных расходов (в том числе и прямых) необходимо знать проценты отчислений на амортизацию и текущий ремонт. Капитальный ремонт осуществляется за счет амортизационных отчислений, включающих отчисления на полное восстановление (сооружений и оборудования) и капитальный ремонт.

Величины амортизационных отчислений приводятся в Нормах амортизационных отчислений Госплана СССР, утвержденных Советом Министров СССР 1/IX 1961 г. и введенных в действие с 1/I 1963 г. В указанных нормах не нормированы отчисления на текущий ремонт, которые принимаются впредь до утверждения их в установленном порядке, по ведомственным нормам.

Выборки из норм амортизации и рекомендации по отчислениям на текущий ремонт применительно к водохозяйственным объектам приводятся в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

Как мы видели, сроки строительства и ввода сооружений в эксплуатацию существенно влияют на эффективность их работы.

Увеличение срока строительства, отдаление срока ввода в эксплуатацию и увеличение периода достижения сооружением полной мощности снижают эффективность использования капитальных вложений на его строительство.

Ввод сооружения в эксплуатацию на полную мощность в кратчайший срок или обеспечение ввода его по очередям при возможно меньших капитальных вложениях — очень важные факторы повышения эффективности использования капитальных вложений.

Для временных сооружений, имеющих короткий срок службы, значительно меньший, чем отраслевой срок окупаемости, основным критерием эффективности использования капитальных затрат следует считать минимум этих затрат.

§ 2. КАПИТАЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ НА СТРОИТЕЛЬНО-МОНТАЖНЫЕ РАБОТЫ

При технико-экономических расчетах для выбора наивыгоднейшего варианта решения узла сооружений в целом и по отдельным его элементам капитальные затраты определяют в большинстве случаев, как указано ранее, по сметно-финансовым расчетам, составляемым по укрупненным измерителям, либо по аналогии с подобными сооружениями. Сметы для принятого варианта узла сооружений, как и для всей

мелиоративной системы, составляют на основании ЕРЕР (единые республиканские единичные расценки) и включают сметы на строительные работы, на приобретение, транспорт и монтаж электрического и гидромеханического оборудования и металлоконструкций. В конце каждой сметы имеются выборки затрат труда, материалов, изделий и строительных машин. По объекту в целом (например, по мелиоративной системе) составляется сводная смета, в состав которой входят сметы затрат, имеющие общесистемное значение (строительство жилья и соцкультбытстроительство, временных и других сооружений). Сметы составляются по установленной форме и в конце имеют начисления (накладные расходы, плановые накопления), величины которых устанавливаются по ведомствам, республикам, стройкам распоряжениями руководящих органов.

Сметная стоимость (сумма капитальных вложений) на строительно-монтажные работы по узлу сооружений насосной станции может быть выражена в следующем виде:

$$K = K_1 + K_2 + K_3,$$

где K_1 — стоимость строительных работ;

K_2 — затраты на приобретение, транспорт, хранение, монтаж и обкатку гидромеханического оборудования и металлоконструкций;

K_3 — то же, по электрооборудованию.

Для сравнений со стоимостью других объектов и вариантов удобно брать только эти прямые затраты, что позволяет сделать более точные и правильные выводы об эффективности использования капитальных затрат.

§ 3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКОГО ДИАМЕТРА НАПОРНОГО ТРУБОПРОВОДА

Для решения этой задачи необходимо иметь следующие исходные данные:

а) график водоподачи насосной станции; если насосная станция подает воду на две самостоятельные зоны или более с отдельными трубопроводами, должны быть отдельные графики водоподачи для каждой зоны;

б) количество насосов, установленных на насосной станции, их производительность и распределение по зонам качания (если они есть);

в) количество ниток и материал стенок напорных трубопроводов и схема их соединения с насосами для каждой зоны подъема;

г) стоимость 1 *пог. м* укладываемого трубопровода;

д) стоимость единицы электроэнергии;

е) коэффициент полезного действия насосной установки:

$$\eta_{н.у} = \eta_н \cdot \eta_{дв} \cdot \eta_{пер} \cdot \eta_с,$$

где $\eta_н$ — к. п. д. насоса (берется по характеристике);

$\eta_{дв}$ — к. п. д. двигателя (берется по характеристике или паспорту);

$\eta_{пер}$ — к. п. д. передачи (при непосредственном соединении двигателя и насоса $\eta_{пер} = 1$);

$\eta_с$ — к. п. д. сети (от щита до двигателя), равный 0,98 ÷ 1, в среднем $\eta_с = 0{,}99$.

Принципиально выбор наивыгоднейшего диаметра напорного трубопровода (сечения канала и др.) сводится к рассмотрению нескольких вариантов трубопроводов с различным диаметром и отысканию определенного соизмерения капитальных затрат и ежегодных прямых эксплуатационных расходов по сроку окупаемости, имея в виду, что с увеличением диаметра трубопровода стоимость его возрастает, а стои-

мость энергии, теряемой за счет гидравлических сопротивлений, уменьшается. Сроком окупаемости в этом случае считается тот период, в течение которого повышение затрат в связи с увеличением диаметра трубопровода окупается экономией на прямых ежегодных эксплуатационных расходах. Расчет обычно ведется на 1 *пог. м* трубопровода, а величины сравниваемых диаметров принимают в пределах изменения скоростей течения воды в них 1,5—2,5 *м/сек* с чередованием размеров диаметров по СНиП II-И.1-62 (см. гл. IX).

Расчету по выбору экономического диаметра трубопровода должны предшествовать: а) выбор материала стенок трубопровода, их толщины и конструкции, б) выбор схемы соединения напорных коммуникаций и в) установление стоимости укладки 1 *пог. м* трубопровода разных диаметров для данных условий. При этом стоимость электроэнергии предполагается известной. Срок окупаемости ($T=8$ лет, но не более 10 лет) определяется по вышеприведенной формуле:

$$T=\frac{K_2-K_1}{C_1'-C_2'},$$

где K_2 и K_1 — стоимости 1 *пог. м* трубопровода соответственно большего и меньшего диаметра;

C_1' и C_2' — прямые ежегодные эксплуатационные расходы (на 1 *пог. м* трубопровода) соответственно для меньшего и большего диаметра.

Прямые ежегодные эксплуатационные расходы для каждого диаметра можно определить по формуле:

$$C'=aЭ+bK,$$

где a — стоимость 1 *квт·ч* электроэнергии, руб.;

$Э$ — количество теряемой (на сопротивления) электроэнергии на 1 *пог. м* за год;

K — стоимость 1 *пог. м* трубопровода;

b — процент отчисления на ремонты (капитальный и текущий).

Количество теряемой электроэнергии $Э$ для трубопровода, пропускающего, согласно графику водоподачи, различные расходы Q, определится (на 1 *пог. м*) по зависимости:

$$Э=\int\limits_T\frac{\gamma Qh_w}{102\eta_{н.у}}=\frac{9,81\,\theta A}{\eta_{н.у}}\int\limits_T Q^3\,dt,$$

где Q — расход, пропускаемый трубопроводом;

$h_w=\theta AQ^2$ — теряемый напор;

θA — пропускная способность трубопровода;

T — продолжительность работы трубопровода в году в часах;

γ — вес единицы объема.

Эта зависимость представляет собой суммирование теряемой энергии (произведений теряемой мощности на время) по периодам графика с различными расходами.

Из приведенной зависимости следует, что теряемая мощность пропорциональна третьей степени пропускаемого расхода (предполагаем для больших диаметров квадратичную зависимость гидравлических сопротивлений, что вполне реально).

Эта зависимость может быть выражена в несколько другом виде:

$$Э=\frac{9,81\,\theta A}{\eta_{н.у}}q_{рт}^3\,T,$$

где $q_{рт}$ — некоторая среднекубическая приведенная постоянная величина расхода, определяемая по графику водоподачи по зависимости:

$$q^3_{рт} = \frac{\int\limits_T Q^3\,dt}{T}.$$

Для мелиоративных насосных станций графики водоподачи обычно имеют ступенчатую форму, поэтому величину $q_{рт}$ можно определить по формуле:

$$q_{рт} = \sqrt[3]{\frac{\Sigma\,(Q^3\,\Delta t)}{T}} = \sqrt[3]{Q_1^3\,t_1 + Q_2^3\,t_2 + \cdots},$$

где 1, 2 и т. д. индексы, относящиеся к периодам (первый, второй и т. д.) с различными расходами;

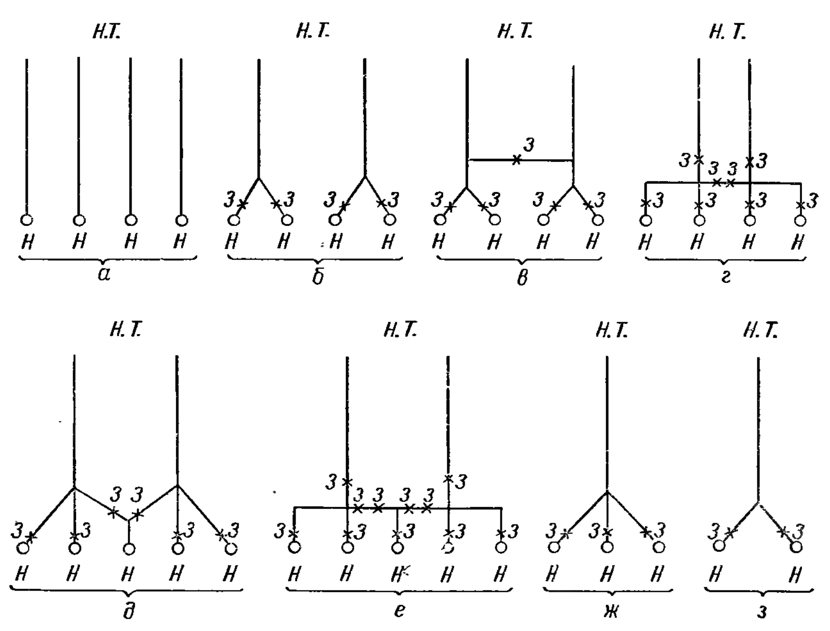


Рис. 316. Схемы внутристанционных напорных коммуникаций и соединения насосов с напорными трубопроводами.

$t_1 + t_2 + \ldots + t_n = T$ — периоды времени по графику с различными расходами и общая длительность работы станции в году, принимаемые при определении расчетного расхода в сутках.

Так как $q_{рт}$ — величина постоянная, то стоимость теряемой энергии зависит от пропускной способности трубопровода $\theta\,A$, которая, в свою очередь, зависит от диаметра трубопровода.

Задаваясь различными диаметрами, определяют капиталовложения на 1 *пог. м* трубопровода, количество теряемой энергии и ее стоимость. Величина $q_{рт}$ зависит от графика водоподачи, числа напорных трубопроводов и схемы их соединений.

На рисунке 316 приводятся основные и наиболее часто применяемые схемы соединений насосов с напорными трубопроводами.

На рисунке 317 даны различные типы графиков водоподачи насосных станций: график на рисунке 317, *а* может быть использован для схем *а*, *б*, *в*, *г* рисунка 316, график на рисунке 317, *б* — для схем *д* и *е* рисунка 316, а график на рисунке 317, *в* — для схемы рисунка 316.

Ниже приведем формулы для определения расчетного расхода для трубопровода ($q_{тр}$).

Схема на рисунке 316, *а* и график водоподачи на рисунке 317, *а*:

$$q_{рт} = Q\sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 3t_3 + 2t_4 + t_5}{nT}}.$$

Схема на рисунке 316, *б* и график водоподачи на рисунке 317, *а*:

$$q_{рт} = Q\sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 9t_3 + 2t_4 + t_5}{nT}}.$$

Схемы на рисунке 316, *в, г* и график водоподачи на рисунке 317, *а*:

$$q_{рт} = \frac{Q\sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3t_2 + 3^3t_3 + 2^3t_4 + t_5}{T}}}{n}.$$

Схемы на рисунке 316, *д* и *е* и график водоподачи на рисунке 317, *б*:

$$q_{рт} = \frac{Q\sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3t_2 + 4^3t_3 + 3^3t_4 + 2^3t_5}{T}}}{n}.$$

Схема на рисунке 316, *ж* и график водоподачи на рисунке 317, *в*:

$$q_{рт} = Q\sqrt[3]{\frac{t_1 + 2^3 t_2 + t_3}{T}},$$

где n — число напорных трубопроводов.

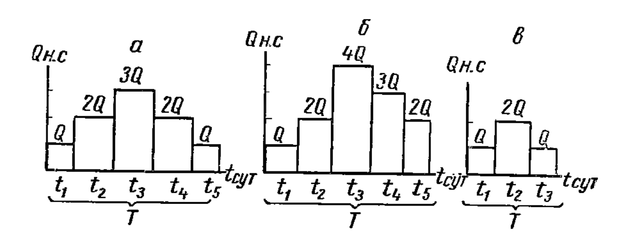


Рис. 317. Графики водоподачи, характерные для сезонных оросительных насосных станций.

Все расчеты по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра сводят в таблицу, в которой для нескольких диаметров (располагаемых по вертикали) определяют капиталовложения, количество теряемой энергии, выводят ежегодные прямые эксплуатационные расходы и определяют сроки окупаемости.

Если диаметры в таблице приняты смежными и отличаются друг от друга на 100 или 200 *мм* (согласно СНиП), то по сроку окупаемости сразу в таблице определяется экономически наивыгоднейший диаметр. Если же при расчете различие диаметров в таблице принято больше, чем шаг изменения диаметров, рекомендуемый СНиП, то экономический диаметр можно определить из графика, составляемого по табличным данным (рис. 318). При этом если диаметр получился промежуточного значения, то его округляют до ближайшего большого, рекомендуемого СНиП.

На рисунке 318 экономический диаметр для срока окупаемости 8 лет получился равным 1,47 *м*, следует принять $D_э = 1{,}5$ *м*. Пример расчета по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра трубопровода приведен в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

При напорах (давлениях) более 30÷40 *м вод. ст.* и длинах трубопроводов более 300÷400 *м* экономически целесообразно разбивать трубопровод на участки по величине давления, для которых устанавливать расчетом толщины стенок, уменьшая их с уменьшением давления, определять для этих участков свои значения экономических диаметров. При

значительных давлениях следует с уменьшением давления изменять и материал стенок трубопроводов, переходя, например, от стальных трубопроводов к железобетонным.

Рассмотренные схемы соединений насосов с напорными трубопроводами создают различные величины гидравлических сопротивлений. Чем сложнее схема, тем больше сопротивлений она вызывает, и чем короче напорный трубопровод, тем больше их относительная величина в сумме сопротивлений, вызываемых трубопроводами. К этому следует добавить, что по трассе трубопровода также могут возникать местные сопротивления за счет поворота, фасонных частей переключений и перемычек, изменения диаметров, фасонных частей для отбора воды и др. При относительной величине местных сопротивлений больше 5% их следует учитывать при расчетах по выбору экономически наивыгоднейшего диаметра. Величина сопротивлений для каждой схемы определяется расчетом и учитывается введением коэффициента к потерям на трение на 1 *пог. м.* Если принять схему на рисунке 316, *а* за исходную, то относительное влияние местных сопротивлений в зависимости от характера трассы и длины трубопроводов, например, для схем *б*; *в* и *г* может изменяться в значительных пределах и давать среднее увеличение общих сопротивлений соответственно $K_б = 1{,}05 \div 1{,}20$; $K_в = 1{,}10 \div 1{,}25$; $K_г = 1{,}12 \div 1{,}30$, а иногда и более. При этом предполагается относительно плавное уменьшение скоростей от патрубка насоса до напорного трубопровода.

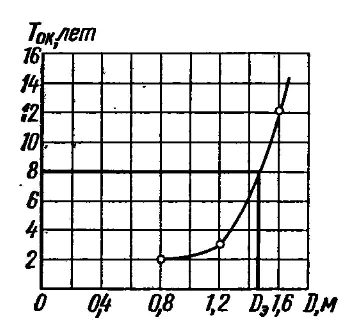


Рис. 318. Определение $D_{эк}$ по графику зависимости его от срока окупаемости.

Рассмотрим для некоторых схем соединения трубопроводов обоснование приведенных выше формул для определения $q_{рт}$, положив в основу формулу определения теряемого количества энергии.

Схема на рисунке 316, *а*. Согласно графику на рисунке 317, *а* с учетом одинаковой продолжительности работы каждого трубопровода и расхода каждого насоса Q можно написать равенство:

$$\frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} q_{рт}^3 T = \frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} \left(\frac{Q^3 t_1}{n} + \frac{Q^3 2t_2}{n} + \frac{Q^3 \cdot 3t_3}{n} + \frac{Q^3 \cdot 2t_4}{n} + \frac{Q^3 t_5}{n}\right).$$

После сокращений и преобразований будем иметь:

$$q_{рт} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 3t_3 + 2t_4 + t_5}{Tn}}.$$

Схема на рисунке 316, *б*. По аналогии с предыдущим можно написать равенство:

$$\frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} q_{рт}^3 T = \frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} \left(\frac{Q^3 t_1}{n} + \frac{Q^3 \cdot 2t_2}{n} + \frac{(2Q)^3 t_3}{n} + \frac{Q^3 t_3}{n} + \frac{Q^3 2t_4}{n} + \frac{Q^3 t_5}{n}\right).$$

После сокращения и преобразований будем иметь:

$$q_{рт} = Q \sqrt[3]{\frac{t_1 + 2t_2 + 9t_3 + 2t_4 + t_5}{Tn}}.$$

Схемы на рисунке 316, *в* и *г*. По аналогии с предыдущим можно написать равенство:

$$\frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} q_{рт}^3 T = \frac{9{,}81\,\theta A}{\eta_{н.у}} \left[\left(\frac{Q}{n}\right)^3 t_1 + \left(\frac{2Q}{n}\right)^3 t_2 + \left(\frac{3Q}{n}\right)^3 t_3 + \left(\frac{2Q}{n}\right)^3 t_4 + \left(\frac{Q}{n}\right)^3 t_5\right].$$

После сокращений и преобразований будем иметь:

$$q_{\text{рт}} = \frac{Q\sqrt[3]{\dfrac{t_1 + 8t_2 + 27\,t_3 + 8t_4 + t_5}{T}}}{n}.$$

§ 4. ВЫБОР МЕСТА РАСПОЛОЖЕНИЯ ЗДАНИЯ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Место расположения здания станции подлежит обоснованию экономическими и техническими расчетами.

Разберем для примера принцип выбора места расположения оросительной насосной станции, которая может иметь в качестве водоисточника канал, реку и водохранилище.

В первом случае вода обычно подводится к станции открытым каналом, идущим от магистрального канала по кратчайшему расстоянию, то есть нормально к горизонталям. Длина подводящего канала зависит от различных факторов: геологических и гидрогеологических условий местности, конструкции канала (крепленое или некрепленое русло), материала стенок, условий укладки и работы напорного трубопровода, условий производства работ, стоимости и др. Сначала устанавливают место расположения водовыпуска. Далее рассматривают несколько вариантов расположения здания станции, в которых при общей постоянной длине трассы водотока (расстояние от водоисточника до водовыпуска в машинный оросительный канал) увеличивается длина подводящего канала и уменьшается длина напорного трубопровода.

По сроку окупаемости определяют наивыгоднейшее расположение здания станции. При этом следует учитывать, что заложение напорного трубопровода не должно быть круче 1 : 3, а лучше 1 : 4 или 1 : 5. Естественно, что если русло канала некрепленое, то длина подводящего канала будет больше, чем при крепленом русле. Глубокие выемки вызывают осложнения и удорожание эксплуатации.

При водозаборе из реки насосная станция может быть расположена в русле, на берегу или врезана в берег. Последнее решение принимают при лучших геологических условиях, малом количестве наносов в реке. При большом количестве наносов перед станцией (при благоприятных условиях — небольшое колебание уровней воды в реке до 5÷6 *м*, незатопляемая и невысокая пойма, хорошие геологические условия и достаточность глубин воды у берега и др.) устраивают отстойники для осветления воды. Правда, при отсутствии твердых частиц в наносах или незначительном их содержании (незначительный износ проточной части гидромашин) возможно устройство отстойников в верхнем бьефе, что облегчает их промывку. При врезке станции в берег уменьшается длина напорных трубопроводов, но увеличиваются размеры подводящей части. При плохих условиях на пойме, как мы видели, возможен водозабор с устройством ковшей-водоприемников, облегчающих борьбу и с шугой и с наносами. При водозаборе из водохранилищ при выборе места расположения здания станции следует учитывать соображения, высказанные в главах VI и IX. Пример определения экономического места расположения здания станции рассмотрен в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

§ 5. ВОДОЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ ПО УЗЛУ СООРУЖЕНИЙ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Задача этих расчетов — определить количество поднимаемой за год воды в кубических метрах и тонна-метрах, а также затрачиваемую электроэнергию для выполнения этой работы с учетом собственных

нужд станции. В этих расчетах выявляются также более экономичные условия работы насосной станции (при большем $\eta_{н.у}$).

Для выполнения этой работы необходимо иметь следующие данные:

а) график водоподачи станции с нанесением величин геодезических высот подъема воды по периодам (для среднего года по водности);

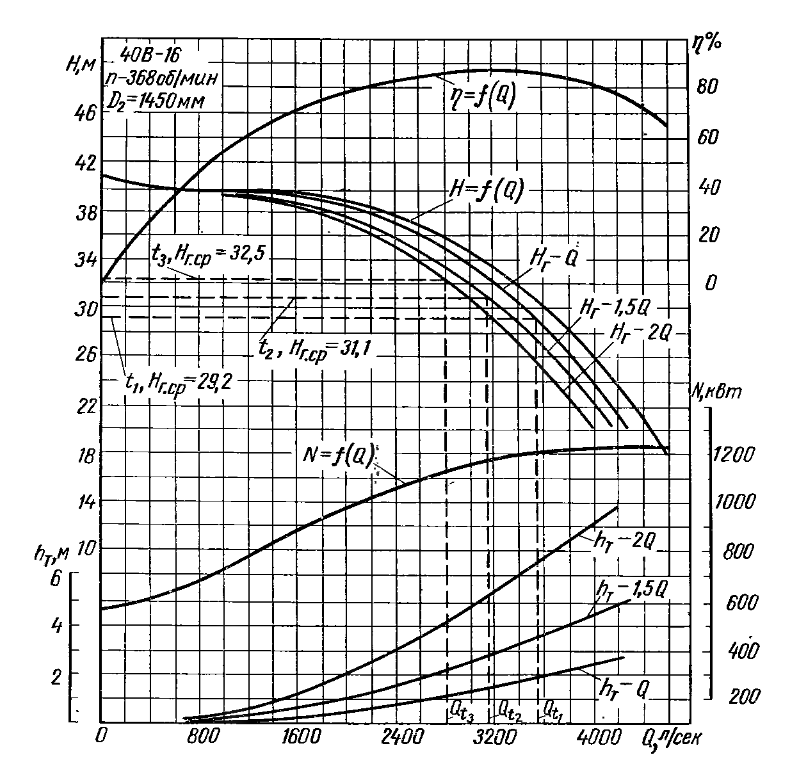


Рис. 319. Рабочие характеристики насоса 40В-16 с кривыми зависимостей $h_W = f(Q_н)$ и $h_г = f(Q_н)$, а также примерами определения расхода насоса по $h_{г.ср}$ (см. график на рис. 320).

б) рабочую характеристику насоса с нанесением зависимостей расхода насоса от геодезических высот подачи [кривые $H_г = f(Q)$] при одиночной и параллельной работе нескольких насосов на трубопровод. Эта характеристика получается путем вычитания при определенных расходах из напоров насоса ординат гидравлических сопротивлений. Такие характеристики облегчают расчеты, так как не нужно каждый раз путем нескольких приближений определять величины сопротивлений и их соответствие подаваемому расходу, а сразу по разности отметок уровней верхнего и нижнего бьефов можно найти подаваемый насосом расход, его к. п. д. и потребляемую мощность.

На рисунке 319 представлена рабочая характеристика центробежного насоса 40В-16, на которой нанесены характеристики $H_г - Q$, $H_г - 1{,}5Q$ и $H_г - 2Q$. Схема соединений насосов для этой станции приведена на рисунке 316, *д*. Это значит, что при графике водоподачи, приведенном на рисунке 320, через каждый трубопровод может пропускаться расход одного, полутора и двух насосов. Кривые сопротивлений системы для работы станции с разными расходами $h_т - Q$, $h_т - 1{,}5Q$ и $h_т - 2Q$ также нанесены на этой характеристике. Кроме того, на ней показано, какой средний расход может подавать насос при среднем геодезическом напоре в каждый период работы станции. Следует отметить,

что, несмотря на колебание уровней воды (для среднего года) в водоисточнике =4 *м* (отметки от 8 до 4 *м*), вся работа насоса происходит в рабочей зоне при максимальном к. п. д. его.

На графике водоподачи (сплошная линия) насосной станции, оборудованной пятью центробежными насосами 40В-16 (характеристика их приведена на рис. 319), нанесены пунктирными линиями графики колебания уровней воды в нижнем и верхнем бьефах.

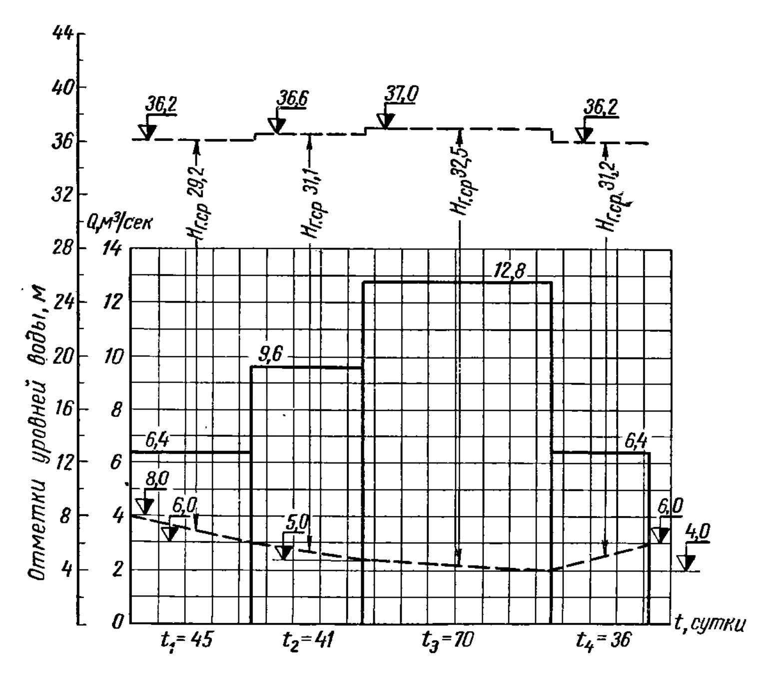


Рис. 320. График водоподачи насосной станции (сплошная линия), уровней воды в верхнем и нижнем бьефах (пунктирная линия) и средних (по периодам) геодезических высот подъема воды ($h_{г.ср}$).

По графику водоподачи (рис. 320) с геодезическими напорами по периодам, по характеристикам насоса [$H=f(Q)$, $H_г=f(Q)$, $N=f(Q)$ и $\eta=f(Q)$] и характеристике двигателя выполняют водоэнергетический расчет, обычно в табличной форме. Пример водоэнергетического расчета дан в «Пособии по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок» [46].

Для построения кривых $H_г=f(Q)$ необходимо иметь кривые $h_т=f(Q)$ при различных режимах работы насосной станции. Разберем метод построения этих кривых в общем виде.

На рисунке 321 представлена схема соединений насосов с напорными трубопроводами насосной станции. До точки *А* (на участке *Б*) параллельная (совместная) работа насосов не влияет на величину гидравлических сопро-

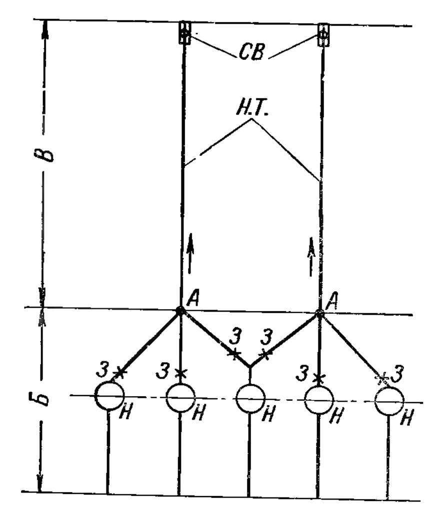


Рис. 321. Схема соединения насосов с напорными трубопроводами:

Н — насос; *З* — затвор (задвижка); *НТ* — напорные трубопроводы; *СВ* — сифонные водовыпуски.

тивлений. Построение кривой $h_т—Q$ схемы, приведенной на рисунке 316, *а*, предлагаем читателю выполнить самостоятельно. Вначале следует подсчитать (по формулам гидравлики) величину гидравлических сопротивлений для расхода одного насоса ($Q_н$) отдельно для участков *Б* и *В*. Обозначим величины этих сопротивлений соответственно $h_{тБ}$ и $h_{тВ}$ и выразим их зависимости через расход насоса:

$$h_{тБ} = K_Б Q_н^2;$$

$$h_{тВ} = K_В Q_н^2,$$

где $K_Б$ и $K_В$ — коэффициенты сопротивлений системы на участках *Б* и *В*, которые могут быть определены из приведенных зависимостей:

$$K_Б = \frac{h_{тБ}}{Q_н^2},$$

$$K_В = \frac{h_{тВ}}{Q_н^2}.$$

Сумму гидравлических сопротивлений в системе трубопроводов насосной станции при текущих расходах (на участке *Б* — Q_x, а на участке *В* — Q_y) можно определить по выражению:

$$\Sigma h_т = K_Б Q_x^2 + K_В Q_y^2.$$

Для построения кривых $h_т — Q$ обычно принимают значения:

$$Q_x = 0{,}25 Q_н;\ 0{,}5 Q_н;\ 0{,}75 Q_н;\ Q_н \text{ и } 1{,}3 Q_н,$$

$$Q_y = 0{,}25 Q_{тр};\ 0{,}5 Q_{тр};\ 0{,}75 Q_{тр};\ Q_{тр} \text{ и } 1{,}3 Q_{тр},$$

где $Q_{тр}$ — расход, пропускаемый по трубопроводу, который для данной схемы соединений в зависимости от графика водоподачи может быть:

$$Q_{тр} = 0{,}5 Q_н;\ Q_н;\ 1{,}5 Q_н;\ 2Q_н.$$

Такие же значения $Q_{тр}$ могут быть и для схем на рисунке 316, *в*, *г*, *д* и *е*. Для схем на рисунке 316, *а*, *б*, *ж* и *з* величины $Q_{тр}$ кратны расходу насоса $Q_н$ и могут быть (для схем *б*, *ж* и *з*) $Q_н$ и $2Q_н$, а для схемы на рисунке 316, *ж* даже и $3Q_н$.

§ 6. ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ СМЕТА И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ НАСОСНОЙ СТАНЦИИ

Эксплуатационная смета насосной станции включает:

1) расходы на содержание эксплуатационного персонала, обслуживающего станцию. В эту смету не включается стоимость содержания персонала, выполняющего ремонтные работы, так как эти работы оплачиваются из отчислений на них по специальным сметам;

2) отчисления на восстановление (включая расходы на капитальный ремонт), текущий ремонт по сооружениям и оборудованию станции;

3) стоимость электрической энергии, затрачиваемой на подъем воды и собственные нужды станции;

4) стоимость смазочных и обтирочных материалов, стоимость воды, расходуемой на технические и другие нужды станции.

В смету эксплуатации не включают никаких общесистемных и других расходов, чтобы иметь величину ежегодных эксплуатационных расходов по себестоимости. Это облегчает сравнение с другими насосными станциями.

В расчетах, проводимых на системах (определение стоимости продукции и другие хозрасчетные операции), общесистемные расходы рас-

пределяют различными способами по отраслям хозяйств системы: пропорционально величине заработной платы или сумме эксплуатационных затрат и др.

Технико-экономические показатели. В практике проектирования и эксплуатации мелиоративных насосных станций (для сравнения вариантов или с другими эксплуатируемыми объектами) принято определять следующие технико-экономические показатели:

1) капиталовложения на 1 *квт* установленной мощности:

$$K' = \frac{K}{\Sigma N_у} \text{ руб.},$$

где K — капитальные затраты на строительство узла сооружений насосной станции, руб.;

$\Sigma N_у$ — сумма номинальных (по паспорту) мощностей всех установленных двигателей главных насосов (рабочие+резервные), *квт;*

2) капиталовложения на 1 *га* орошаемой (или осушаемой) площади:

$$K'' = \frac{K}{\omega_н} \text{ руб.},$$

где K — то же, что и выше;

$\omega_н$ — орошаемая (осушаемая) площадь нетто, подвешенная к насосной станции, *га;*

3) стоимость 1 $м^3$ поднятой воды:

$$c' = \frac{C}{\Sigma W} \text{ руб.},$$

где C — сумма ежегодных эксплуатационных расходов, включая затраты на восстановление, руб.;

ΣW — количество воды, поднятой насосной станцией за год, $м^3$;

4) стоимость 1 тонна-метра поднятой воды:

$$c'' = \frac{C}{\Sigma WH} \text{ руб.},$$

где C — то же, что и выше;

ΣWH — сумма произведений расходов воды, подаваемых станцией, на напор насосов по периодам за год, *тм;*

5) ежегодные эксплуатационные расходы на 1 *га* орошаемой (осушаемой) площади:

$$c''' = \frac{C}{\omega_н} \text{ руб.};$$

6) коэффициент использования установленного оборудования за рабочий период *:

$$\alpha = \frac{N_{ср}}{\Sigma N_у},$$

где $N_{ср}$ — средняя мощность станции за рабочий период в году, определяемая по формуле:

$$N_{ср} = \frac{\Sigma Э}{T_{раб}} \text{ квт},$$

где $\Sigma Э$ — количество электроэнергии, потребляемое насосной станцией за год, *квт·ч;*

* Определяется, как для мелиорированных насосных станций, работающих сезонно. Его можно вычислять и как средний за год при $T_{раб} = 8760$ *час*. При сравнении вариантов следует иметь в виду метод вычисления коэффициента.

$T_{\text{раб}}$ — фактическая длительность работы насосной станции в году в часах;

$\Sigma N_у$ — то же, что и выше;

7) затрата электроэнергии на 1000 тонна-метров поднятой воды:

$$Э' = \frac{\Sigma Э}{\Sigma WH} 1000 \text{ квт·ч},$$

где $\Sigma Э$ и ΣWH — то же, что и выше.

§ 7. НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ЭКСПЛУАТАЦИИ НАСОСНЫХ СТАНЦИЙ

Служба эксплуатации любого предприятия, в том числе и насосной станции, должна обеспечивать наиболее эффективную и надежную работу по установленному плану. Эту задачу можно успешно выполнить при следующих основных условиях.

1. Хороший проект и хорошее качество выполнения строительно-монтажных работ. Допущенные дефекты при проектировании и строительстве могут вызвать ухудшение условий эксплуатации и удорожание ее и даже дополнительные капитальные затраты на переустройство в первые годы эксплуатации.

2. Создание правильной организационной и технической структуры эксплуатационной службы.

3. Механизация, электрификация и автоматизация всех процессов эксплуатации. Наличие необходимой контрольно-измерительной аппаратуры.

4. Укомплектование штатов эксплуатации квалифицированными кадрами.

5. Проведение плановой и систематической работы по изысканию путей повышения эффективности работы насосной станции на основе изучения местных условий, последних достижений науки и техники и опыта работы соседних станций.

6. Разработка подробных инструкций по технической эксплуатации применительно к имеющимся сооружениям и оборудованию.

7. Эксплуатация оборудования и сооружений по наиболее эффективным режимам, рекомендованным проектом. Ежесуточный контроль количества подаваемой воды, затраченной энергии и удельных расходов ее на 1000 *тм* поданной воды.

8. Наличие паспортов машин и сооружений, в которых отражают все выполненные ремонтные работы, замену деталей, улучшения и др.

9. Проведение систематических производственных испытаний оборудования для выявления соответствия его фактических характеристик гарантированным заводом-поставщиком оборудования, отыскание причин снижения их показателей, внесение улучшений и др. Эксплуатацию станции следует вести строго по разрабатываемому годовому плану, внося в него в необходимых случаях коррективы, повышающие эффективность работы.

План эксплуатации насосной станции должен включать:

1) график подачи воды, указывающий количество и сроки подачи воды;

2) смету эксплуатации и технико-экономические показатели работы станции (себестоимость воды и др.);

3) организационно-технические мероприятия по снижению стоимости и улучшению эксплуатации станции.

Рассмотрим примерный перечень и направления организационно-технических мероприятий по снижению стоимости эксплуатации на примере оросительной насосной станции.

1. Снижение количества поднимаемой воды уменьшает затраты на энергию, поэтому при эксплуатации должны быть выявлены места излишних потерь воды, не должен допускаться сброс ее. Опытным путем следует установить оптимальные нормы полива и проводить работы по повышению к. п. д. системы и др.

2. Всемерное расширение элементов электрификации и автоматизации управления и механизации ремонтных работ снижает ежегодные эксплуатационные расходы и др.

3. Своевременная смазка и проведение профилактических осмотров и ремонтов удлиняют срок службы оборудования и межремонтный период, уменьшают затраты на средний и капитальный ремонты. Централизация ремонтных работ и создание специальных ремонтных бригад удешевляют эти работы.

4. Проведение производственных испытаний оборудования для установления соответствия характеристик его паспортным данным и др. Если есть отклонения в худшую сторону, намечаются меры ликвидации их.

В практике эксплуатации хорошо поставленное изучение работы оборудования и причин дефектов работы оборудования дает эффективные результаты.

Так, на станциях одной транспортной магистрали комплекс производственных исследований позволил выработать более эффективные режимы работы оборудования. В отдельные узлы оборудования были внесены конструктивные упрощения: выявленный резерв в нагреве статора двигателя позволил снять вентиляционные крылья на его роторе; снятие нижнего направляющего подшипника двигателя и применение воды от самого насоса для охлаждения масла упростили систему смазки; устройство лигнофолевых вкладышей в направляющих подшипниках насоса позволило применить водяную смазку; переоборудование пуска двигателя на прямой упростило автоматику и увеличило ее надежность.

Затруднения эксплуатации насосов на загрязненной воде р. Куры были ликвидированы заменой конструкции уплотнения вала, что позволило сократить простои оборудования и получить экономию на электроэнергии (повышение к. п. д. насоса).

5. Особо тщательно нужно разрабатывать режим совместной работы каналов и оборудования на системах с зональным расположением насосных станций. В противном случае будет происходить образование кривых спада в каналах и их размыв, что одновременно с подпором в верхнем бьефе даст увеличение напора, снизит к. п. д. и производительность оборудования и др.

6. Замена старого оборудования новым, с более высоким к. п. д. Как показывают расчеты, это иногда окупается за очень короткий срок.

7. Систематическое повышение квалификации эксплуатационного персонала и изучение им эксплуатируемого оборудования снижают число аварий и улучшают обслуживание станций. Важное значение имеет изучение персоналом опыта эксплуатации других станций, достижений науки и техники и др.

Этот раздел плана разрабатывается и внедряется применительно к местным условиям, установленному оборудованию и конструкциям сооружений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аронс Г. А. Струйные аппараты. Госэнергоиздат, 1948.
2. Агроскин И. И., Дмитриев Г. Т., Пикалов Ф. И. Гидравлика. Изд-во «Энергия», М.—Л., 1964.
3. Башта Т. М. Самолетные гидравлические приводы и агрегаты. Оборонгиз, 1951.
4. Башта Т. М. Машиностроительная гидравлика, ГНТИМЛ, М., 1963.
5. Богдановский В. И. Исследование форм подводов и отводов осевых насосов. Труды ВИГМ, вып. XXII, Машгиз, 1958.
6. Богданов А. А. Погружные электронасосы. Гостоптехиздат, М., 1957.
7. Бондарь Ф. И., Ереснов Н. Ф., Семенов С. И. и Суров И. Е. Речные водозаборные сооружения. Госстройиздат, 1953.
8. Бондарь Ф. И., Ереснов Н. Ф., Семенов С. И. и Суров И. Е. Специальные водозаборные сооружения. ГИЛСА, М., 1963.
9. Вибрация вертикальных гидроагрегатов, ее исследование и устранение. Изд-во Министерства электростанций СССР, 1948.
10. Винтовой артезианский насос ВАН-7. Изд-во ЦКБ Министерства угольной промышленности СССР, 1952.
11. Вишневский К. П. Расчет гидравлического удара с использованием электронных вычислительных машин. Журн. «Водоснабжение и сантехника» № 9, 1964.
12. Волго-Дон, т. I. Госэнергоиздат, 1957.
13. Ганкин М. З. Автоматизация и телемеханизация мелиоративных систем. Изд-во «Колос», М., 1965.
14. Гавриленко Б. А., Минин В. А. Гидродинамические муфты. Оборонгиз, М., 1959.
15. Гидроводхоз МСХ СССР. Указания по проектированию ирригационных насосных станций, часть I. Гидротехнические сооружения и гидромеханическое оборудование, М., 1963.
16. Гончаров С. Ф., Коротков Г. П. Автоматизация насосных станций железнодорожного водоснабжения. Трансжелдориздат, 1950.
17. Голубев А. М. Лабиринтовые насосы для химической промышленности. Машгиз, 1961.
18. Данелия Н. Ф. Водозаборные сооружения на реках с обильными донными наносами. Изд-во «Колос», М., 1964.
19. Жданов В. С. Эксплуатация агрегатов насосных и гидроэлектрических станций. Изд-во Министерства речного флота, 1953.
20. Жданов В. С. Эксплуатация насосных станций и гидротехнических сооружений. Изд-во Министерства речного флота.
21. Зузик Д. Т. Экономика водного хозяйства. Изд-во «Колос», М., 1966.
22. Каменев П. Н. Гидроэлеваторные и другие струйные аппараты. Изд-во Министерства строительства предприятий машиностроения, 1950.
23. Каталоги-справочники ВИГМ:
Насосы. Машгиз, М., 1959.
Консольные насосы типа К и КМ. Машгиз, М., 1963.
Секционные насосы типа МС. Машгиз, М., 1963.
Погружные и артезианские насосы. Машгиз, М., 1963.
Осевые насосы. Машгиз, М., 1961.
24. Кириллов И. И. Теория турбомашин. Изд-во «Машиностроение», 1964,
25. Клейн Г. К. Расчет труб, уложенных в земле. Госстройиздат, 1957.
26. Костяков А. Н. Основы мелиорации. Сельхозгиз, 1951.
27. Комитет технической терминологии. Лопастные насосы. Центробежные и осевые. Изд-во АН СССР, 1961.
28. Куколевский И. И. К теории центробежного насоса. Сборник «30 лет научно-технической и педагогической деятельности проф. И. И. Куколевского», 1932.
29. Куколевский И. И. Гидравлический удар в простом трубопроводе. Изд-во МВТУ, Гидромашиностроение № 5, 1947.

30. Лезнов Б. С. Опыт регулирования центробежного насоса электромагнитной муфтой. Журн. «Водоснабжение и сантехника» № 5, 1965.
31. Луговской М. В., Усаковский В. М., Бородачев П. Д Справочник по механизации водоснабжения животноводческих ферм. Россельхозиздат, М., 1966.
32. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Изд-во «Машиностроение», 1966.
33. Ломакин А. А. Пути создания высокоэкономичных быстроходных насосов, гидротурбин и вентиляторов. Журн. «Энергомашиностроение» № 7, 1956.
34. Малишевский Н. Г., Колобов П. С., Кондратьев Н. И., Малова Н. И. Проектирование и эксплуатация водопроводных и канализационных насосных станций. Госстройиздат, 1953.
35. Оводов В. С. Сельскохозяйственное водоснабжение. Сельхозгиз, М., 1960.
36. Оффенгенден С. Р., Панадиади А. Д. и др. Эксплуатация гидромелиоративных систем. Сельхозгиз, 1956.
37. Повх И. Л. Моделирование гидравлических турбин в воздушных потоках. Госэнергоиздат, 1955.
38. Подласов А. В. Расчеты гидравлических ударов, возникающих в трубопроводах оросительных насосных станций, и арматура их гашения. Укргипроводхоз, Киев, 1958.
39. Поздеев А. Д., Розман Я. Б. Электромагнитные муфты и тормоза с массовым якорем. Госэнергоиздат, М.—Л., 1963.
40. Проскура Г. Ф. Гидродинамика турбомашин. Машгиз, 1954.
41. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкости и газов. Машгиз, 1963.
42. Промышленная трубопроводная арматура. ЦБТИ, 1955.
43. Рабинович З. М. Насосно-эжекторные установки. Журн. «Водоснабжение и сантехника» № 3, 1957.
44. Руднев С. С. Баланс энергии в центробежном насосе Журн. «Химическое машиностроение» № 3, 1938.
45. Ржаницын Н. А. Водоструйные насосы. ГОНТИ, 1938.
46. Рычагов В. В., Третьяков А. А., Флоринский М. М. Пособие по проектированию насосных станций и испытанию насосных установок. Сельхозиздат, М., 1963.
47. Суханов Д. Я. Американские центробежные насосы и методы их расчета. ГОНТИ, 1938.
48. Суханов Д. Я. Работа лопастных насосов на вязких жидкостях. Машгиз, 1952.
49. Степанов А. И. Центробежные и осевые насосы. ГОНТИ, М., 1960.
50. Сурин А. А. Гидравлический удар в водопроводах и борьба с ним. Трансжелдориздат, 1946.
51. Суреньянц Я. Эрлифты. Госстройиздат, 1949.
52. Труды координационных совещаний по гидротехнике, вып. XI. Изд-во «Энергия», М.—Л., 1964.
53. Труды ВИГМ, вып. XVII и XX. Машгиз.
54. Указания по защите водоводов от гидравлического удара. ВОДГЕО, ГИЛСА, М., 1961.
55. Флоринский М. М. Насосы и насосные станции. Сельхозгиз, М., 1959.
56. Фатеев Е. М. Ветродвигатели. Госэнергоиздат, 1946.
57. ЦИНТИАМ. Состояние и перспективы развития насосного оборудования в СССР. М., 1963.
58. Чиликин М. Г. Общий курс электропривода. Госэнергоиздат, 1953.
59. Шальнев К. К. Опыт обследования кавитационной эрозии турбин и насосов большой мощности. Инж. сборник Института механики, АН СССР, т. XVIII, 1954.
60. Щапов Н. М. Турбинное оборудование гидростанций. Госэнергоиздат, 1961.
61. Щеглов К. А. Насосные станции для перекачки сточных вод и осадков. Изд-во Министерства коммунального хозяйства РСФСР, 1957.
62. ГОСТЫ:
4241—62. Насосы центробежные вертикальные.
8337—57. Насосы центробежные консольные.
9075—63. Насосы центробежные грунтовые.
9366—60. Насосы осевые.
10272—62. Насосы центробежные двусторонние.
10392—63. Насосы вихревые и центробежно-вихревые.
10407—63. Насосы центробежные многоступенчатые.
10428—63. Насосы центробежные скважинные для воды с погружным электродвигателем.
10889—64. Машины водокольцевые.
11379—65. Насосы центробежные фекальные.

ОГЛАВЛЕНИЕ